

**SVERIGES
LANTBRUKSUNIVERSITET**

**Simulerings- och optimerings-
modell för vibrationsdämpande
förarhyttupphängning
– tillämpad på lantbrukstraktorer**

**Simulation and Optimization Model for
Vibration Damping Cab Suspension
– applied on Agricultural Tractors**

Per-Anders Hansson

Institutionen för lantbruksteknik

**Swedish University of Agricultural Sciences
Department of Agricultural Engineering**

**Rapport 148
Report
Uppsala 1991**

ISSN 0283-0086

ISRN SLU-LT-R- -148- -SE

DOKUMENTDATABLAD för rapportering till SLU:s lantbruksdatabas LANTDOK, Svensk lantbruksbibliografi och AGRIS (FAO:s lantbruksdatabas)

Institution/motsvarande Sveriges lantbruksuniversitet Institutionen för lantbruksteknik 750 07 UPPSALA		Dokumenttyp Rapport	
		Utgivningsår 1991	Målgrupp F
Författare/upphov Per-Anders Hansson			
Dokumentets titel Simulering och optimeringsmodell för vibrationsdämpande förarhyttupphängning - tillämpad på lantbrukstraktorer Simulation and Optimization Model for Vibration Damping Cab Suspension - applied on Agricultural tractors			
Ämnesord (svenska och/eller engelska) Hyttfjädring, helkroppsvibrationer, traktorer, terrängfordon, olinjära element, simulering, optimering, validering cab suspension, whole body vibrations, tractors, terrain vehicles, vehicle dynamics, nonlinear elements, simulation, optimization, validation			
Projektnamn (endast SLU-projekt)			
Serie-/tidskriftstitel och volym/nr Sveriges lantbruksuniversitet, Institutionen för lantbruksteknik Rapport 148			ISBN SLU-LT-R--148-SE
			ISSN 0283-0086
Språk Svenska	Små-språk Engelska	Omfång 105 s + bil	Antal ref. 41

Postadress

SVERIGES LANTBRUKSUNIVERSITET
 Ullnåsbiblioteket
 Förvärvssektionen/LANTDOK
 Box 7071
 S-750 07 UPPSALA
 Sweden

Besöksadress

Centrala Ullnå 22
 Uppsala

Telefonnummer

018-67 10 00 vx
 018-67 10 98
 018-67 10 97

Telefax

018-301006

FÖRORD

Detta arbete hade inte varit möjligt att genomföra utan medverkan av ett stort antal personer. Jag vill därför tacka:

- professor Bruno Nilsson för kunnig och inspirerande handledning
- forskningsledare Marek Zylberstein för stödet vid arbetet med de arbetsmiljö-inriktade avsnitten
- professor Thomas Nybrandt för hjälpen med de mera teoretiska delarna
- forskningsingenjör Sven-Erik Thiberg på Luleå Tekniska Högskola för hjälp med kunskap och utrustning vid valideringsmätningarna
- konstruktionschef Jan-Erik Rova på ASA-products AB i Kiruna för konstruktion och uppbyggnad av upphängningen som utnyttjades vid valideringen
- sekreterare Örjan Bergvall för utskriften av handskrivna manuskript och tabeller
- övriga arbetskamrater på Inst. för lantbruksteknik som ställt upp med arbete och goda råd
- arbetsmiljöfonden i Stockholm som finansierat projektet.

ABSTRACT

A time domain simulation model for the dynamic system chassis-suspension-cab is described and used. The validation showed good agreement between model and experimental results.

The influence of different suspension parameters on vibration damping capacity and the requirement for free space in the construction were investigated. Particular emphasis was placed on the effects of passive non-linear suspension elements.

An optimization model has been developed and used to optimize suspension parameters with respect to specially defined conditions and restrictions. The change in the optimized parameters and the damping capacity with respect to changes in given restrictions have been studied.

The study is primarily concentrated on the combination agricultural tractor - cab suspension but the model is general and applicable also to other types of vehicles.

Innehållsförteckning

1 SUMMARY	1
2 INLEDNING	3
3 BAKGRUND	4
4 MÅL	5
5 LITTERATURREDOVISNING	5
5.1 Hyttfjädringens egenskaper	5
5.2 Praktiska studier	5
5.3 Teoretiska studier	7
5.4 Olinjära element	8
5.5 Tidsplan - Frekvensplan	9
5.6 Samstämmighet teori-praktik	10
5.7 Standardiserad bedömning av vibrationer	10
5.7.1 Allmänna riktlinjer	10
5.7.2 Frekvensvägning	11
5.7.3 Sammanvägning av vibrationer i flera riktningar	12
5.7.4 Kriterier för bedömning av vibrationernas effekt	13
6 METODUTVECKLING	14
6.1 Krav på simuleringsmodell	14
6.2 Begränsning av system	15
6.3 Antal frihetsgrader	15
6.4 Simuleringsprogrammets princip	15
6.5 Integrationsrutiner	17
6.6 Tidssteg	17
6.7 Frekvensanalys och frekvensvägning	17
6.8 Verkansprinciper för upphängningselement	18
6.8.1 Upphängningselement med axiell verkan	19
6.8.1.1 Linjära element	19
6.8.1.2 Olinjära element	24
6.8.1.3 Elementens påverkan på hytten	26
6.8.2 Upphängningselement med radiell verkan	27
6.8.2.1 Linjära element	27
6.8.2.2 Olinjära element	31
6.8.2.3 Elementens påverkan på hytten	31
6.9 Optimeringsteknik	33
6.9.1 Evolutionsstrategi	33
6.9.2 Tillämpning	37
6.10 Insignal till simulering	38
6.11 Basupphängning	41
7 MODELLVALIDERING	43
7.1 Teoretisk undersökning av amplitudkaraktistik och koherens	43
7.1.1 Vertikala rörelser	43
7.1.1.1 Förutsättningar	43
7.1.1.2 Resultat	44
7.1.1.3 Tolkning	45
7.1.2 Horisontella rörelser	45
7.1.2.1 Förutsättningar	45

7.1.2.2 Resultat	46
7.1.2.3 Tolkning	47
7.2 Validering mot praktiska försök	47
7.2.1 Uppmätning av hyttens egenskaper	49
7.2.2 Upphängningens geometri och verkansprincip	50
7.2.2.1 Vertikal fjädrings- och dämpningskaraktistik	50
7.2.2.2 Horisontell dämpnings- och fjäderkaraktistik	51
7.2.3 Infästningspunkter	53
7.2.4 Uppmätning av fjäder- och dämparkaraktistik	54
7.2.4.1 De vertikala elementens fjäder- och dämparkaraktistik	54
7.2.4.2 Uppmätning av horisontellt påverkande parametrar	56
7.2.5 Beskrivning av skakbordet	58
7.2.6 Datainsamling	60
7.2.7 Korrigering av mätuppställningen	60
7.2.8 Beskrivning av försökskörningar och analys	61
7.2.9 Resultat	62
7.2.10 Tolkning	66
8 RESULTAT	66
8.1 Inverkan av vertikalt påverkande upphängningsparametrar	66
8.1.1 Vertikala element med linjär fjädring och dämpning	67
8.1.1.1 Förutsättningar	67
8.1.1.2 Resultat	67
8.1.1.3 Tolkning	70
8.1.2 Vertikala element med linjär fjädring och olinjär dämpning	70
8.1.2.1 Förutsättningar	70
8.1.2.2 Resultat	70
8.1.2.3 Tolkning	73
8.2 Inverkan av horisontellt påverkande upphängningsparametrar	74
8.2.1 Linjär fjädring och dämpning	74
8.2.1.1 Förutsättningar	74
8.2.1.2 Resultat	74
8.2.1.3 Tolkning	77
8.2.2 Linjär fjädring och olinjär dämpning	77
8.2.2.1 Förutsättningar	77
8.2.2.2 Resultat	78
8.2.2.3 Tolkning	80
8.2.3 Olinjär fjädring och linjär dämpning	80
8.2.3.1 Förutsättningar	80
8.2.3.2 Resultat	81
8.2.3.3 Tolkning	83
8.3 Inverkan av upphängningselementens placering i höjddled	83
8.3.1 Förutsättningar	83
8.3.2 Resultat	84
8.3.3 Tolkning	86
8.4 Inverkan av upphängningselementens placering i sidled	86
8.4.1 Förutsättningar	86
8.4.2 Resultat	87
8.4.3 Tolkning	90
8.5 Optimeringsresultat	90
8.5.1 Inverkan av tillgängligt utrymme	91
8.5.1.1 Förutsättningar	91
8.5.1.2 Resultat	91

8.5.1.3 Tolkning	93
8.5.2 Upphängning för jämnare underlag	94
8.5.2.1 Förutsättningar	94
8.5.2.2 Resultat	94
8.5.2.3 Tolkning	94
8.5.3 Linjär upphängning	95
8.5.3.1 Förutsättningar	95
8.5.3.2 Resultat	95
8.5.3.3 Tolkning	95
8.5.4 Inverkan av minsta tillåtna egenfrekvens	96
8.5.4.1 Förutsättningar	96
8.5.4.2 Resultat	96
8.5.4.3 Tolkning	97
9 DISKUSSION	97
9.1 Modellens användbarhet	97
9.2 Validering	97
9.3 Resultatens allmänna tillämpbarhet	98
9.4 Val av dimensionerande villkor	98
9.5 Vibrationsdämpande potential	99
9.6 Kommersiellt utnyttjande	99
9.7 Behov av ytterligare forskning	100
10 SAMMANFATTNING	100
11 LITTERATUR	103
12 BILAGOR	
12.1 Traktordata	
12.2 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.1.1	
12.3 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.1.2	
12.4 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.1	
12.5 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.2	
12.6 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.3	
12.7 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.3	
12.8 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.4	

1 SUMMARY

Operators of agricultural tractors and other off-road vehicles are subjected to vibration levels and frequencies which are known to be injurious to health and deleterious to performance.

Previous theoretical and practical studies have demonstrated that a cab suspension provides improved ride quality and reduced vibration load for the driver.

Earlier, theoretical studies have mainly been based on frequency domain analysis. With frequency domain analysis it is only possible to deal with linear models and linear suspension characteristics which give rise to limited agreement between model and experimental results.

In this report, a time domain simulation model for the dynamic system chassis-suspension-cab with 6 degrees of freedom for each solid body is described and used.

The simulation model is validated against measurements made on a full scale suspended cab. The validation showed good agreement between the computer model and the experimental results.

The study is primarily concentrated on the combination agricultural tractor - cab suspension but the model is general and applicable also to other types of vehicles.

The influence of different suspension parameters on vibration damping capacity and the requirement for free space in the construction were investigated. Particular emphasis was placed on the effects of passive non-linear suspension elements and varying locations of the elements.

A cab suspension implemented with linear elements must have low natural frequencies in all dimensions to provide good vibration insulation. The low natural frequencies result in large suspension strokes and need of a large amount of free space to avoid over-travelling under rough conditions.

Non-linear damping elements with harder damping at increasing strokes make it possible to use suspensions with low natural frequencies, even with a relatively low amount of free space.

Non-linear hardening spring elements working in the horizontal directions also reduce the strokes, but in contrast to nonlinear damping elements, they also cause substantial increases to the vibration load in the cab.

With low mounting of the suspension element under the cab's center of gravity (c.o.g.) the weighted vibration load measured at the cab's c.o.g. decreases. The suspension movement, on the other hand, increases. The smallest suspension movement is reached with the elements mounted about 0.2 meter above the cab's c.o.g.

The lateral distance between the elements mainly influences the roll vibrations. Reducing the lateral distance gives lower roll vibration levels but larger maximum angle deviations between chassis and cab, when driving on surfaces with different

roughness. Corresponding results are reached by varying the longitudinal distance between the elements but with rotation vibration levels and angle deviations in relation to the pitch axis as influenced parameters.

An optimization model has been developed to optimize suspension parameters with respect to specially defined conditions and restrictions. Examples of restrictions may, for example, be maximum amount of free space on different places and limitations for the locations of the elements.

The optimization model, which is based on an evolution algorithm, has been used to optimize suspension parameters with different types of generally defined restrictions. The change in optimized suspension parameters and the damping capacity with respect to changes in given restrictions have been studied.

2 INLEDNING

Förarmiljön i en modern terränggående arbetsmaskin har många brister. Vibrationer, dåliga arbetsställningar m m gör att förarens hälsa äventyras och leder efter hand till obotliga skador på rygg, nacke och andra utsatta kroppsdelar.

Påfrestningarna på föraren medverkar också till att denne får en minskande förmåga att registrera komplex information och utgående från denna förbättra maskinens inställning, vilket leder till ett sämre utfört arbete och lägre avverkning.

Forskningsinsatserna för att minska förarens vibrationsbelastning har huvudsakligen riktats mot att utforma en effektiv avfjädring av förarstolen. Med denna teknik är möjligheterna dock små att effektivt dämpa vibrationer i flera dimensioner. Dessutom uppstår relativa rörelseskillnader mellan föraren och hans närmaste omgivning (reglage o dyl), varför en sidsfjädring aldrig kan ge något fullgott skydd.

Ett bättre vibrationsskydd är möjligt att uppnå när hela förarhytten är avfjädrad i förhållande till chassit. Hyttfjädringens potential att även dämpa sidleds- och rotations-vibrationer gör den mycket lämplig att utnyttja på lantbrukstraktorer där dessa vibrationer är speciellt vanligt förekommande.

En fjädrande och dämpande upphängning av en förarhytt är en komplex konstruktion där en mängd parametrar påverkar den vibrationsdämpande funktionen. Genom att utveckla en teoretisk simuleringsmodell som beskriver upphängningen kan de olika parametrarnas inverkan undersökas på ett grundligt och vetenskapligt sätt. Modellen måste vara utformad så att den kan ta hänsyn till inverkan av alla de parametrar man avser att undersöka och så att den beskriver verkligheten på ett tillräckligt korrekt sätt.

En upphängning med låg egenfrekvens ger normalt bättre vibrationsdämpning än en med hög, men ger större relativa rörelser mellan hytt och chassi. Ett av huvudproblemen vid utformningen av en effektiv upphängning är därför det begränsade utrymme som finns att tillgå i en verklig konstruktion.

Rapporten behandlar utformningen av en simuleringsmodell för det dynamiska systemet maskinchassi-upphängning-hytt med sex frihetsgrader och utformad för simulering i tidsplanet. Modellen har bl a utnyttjats för att undersöka hur olinjära passiva element påverkar möjligheterna att utforma en effektiv upphängning i ett begränsat utrymme samt hur olika geometriska förändringar påverkar egenskaperna.

En optimeringsalgoritm har utvecklats för att undersöka hur den "optimala" upphängningens karakteristik förändras när de omgivande bivillkoren förändras. Med "optimala" menas då den upphängningskarakteristik som enligt bedömningsnormen ISO 2631 ger den lägsta totala vibrationsbelastningen på föraren.

Studien har i första hand inriktats på att undersöka kombinationen lantbrukstraktor-hyttfjädring men modellen är generellt utformad och därför fullt tillämpbar även på andra typer av terränggående fordon som exempelvis skogsmaskiner, entreprenadmaskiner och gruvfordon.

3 BAKGRUND

Vibrationerna som belastar föraren av en lantbrukstraktor har flera negativa verkningar. Förutom medverkan till direkta fysiologiska skador på rygg och leder ger vibrationerna också andra kroppsliga obehag. Detta får som följd att arbetet som utförs får lägre kvalitet och traktorn blir sämre utnyttjad.

Fysiologiska förändringar, som t ex ryggförändringar, är svåra att säkert relatera till vibrationerna som belastar föraren av en lantbrukstraktor eftersom många andra faktorer kan spela in. Redan 1960 (Rosegger och Rosegger) redovisades dock en undersökning där förare av lantbrukstraktorer visade kraftigt förhöjd frekvens av ryggförändringar och magproblem. Orsaken uppgavs vara vibrationer och stötar i kombination med de vridna arbetsställningarna som är vanliga inom traktorkörningen. I en senare undersökning (Thelin, 1980) jämförs traktorförare med lantbrukare som ej kört traktor. Traktorföraren löper enligt Thelin ca 5 ggr förhöjd risk att drabbas av såväl ländryggssjukdomar som höftledssjukdomar.

De mera kortsiktiga effekterna på förarens hälsa och välmående är lättare att undersöka och ett stort antal studier har också redovisats. Det rapporteras bl a om trötthet, illamående och försämrad iakttagelseförmåga. Wuolijoki (1981) ger en bra översikt.

Vibrationerna påverkar även förarens förmåga att effektivt styra och reglera fordonet. McLeod och Griffin (1988) undersökte hur en persons förmåga att utföra ett precisionsarbete påverkas av olika vibrationsexponering. Precisionen minskade signifikant när personens omgivning vibrerade. Speciellt stor påverkan hade vibrationer med frekvensen 4,0 Hz och högre. Förmågan att avläsa en digital display har också befunnits minska när vibrationsbelastningen ökar.

I många arbeten begränsas körhastigheten av vibrationerna som når föraren vilket minskar avverkningsgraden och i vissa fall medverkar till att arbetet blir sämre utfört och maskinen blir sämre utnyttjad (Matthews, 1973).

En anledning till att vibrationerna i en lantbrukstraktor kan antas vara speciellt allvarliga är de samverkans effekter som antas uppkomma när vibrationerna kombineras med vridna och lutande arbetsställningar (Bottoms, 1975). Överföringen av vibrationer från stol till skuldra och vidare till huvudet har visats öka signifikant när kroppen är vriden i sidled (Bjurwald et al., 1973) vilket belägger påståendet ovan. Eftersom huvuddelen av arbetsredskapen är placerade bak traktorn tvingas föraren vid kontroll av dessa till en extremt vriden förarställning och vid exempelvis plöjning lutar hytten även i sidled.

I de flesta arbetsrutiner är det vibrationerna i en dimension (normalt z-led) som dominerar den totala vibrationsbelastningen. Föraren av en lantbrukstraktor belastas däremot av svängningar med höga nivåer i flertalet riktningar, även rotationsriktningarna, vilket kan vara ytterligare en förvärrande orsak (Matthews, 1973).

4 MÅL

Det övergripande målet för arbetet är att minska de vibrationer som belastar föraren av en lantbrukstraktor för att därigenom skydda dennes hälsa och öka kvalitet och kvantitet av det utförda arbetet.

Mera specifikt är målet att undersöka hur olika konstruktions-parametrar i en fjädrande och dämpande upphängning av en traktorhytt påverkar förarens vibrationsbelastning.

Speciellt är avsikten att undersöka hur passiva linjära och olinjära upphängningselement med varierande karakteristik påverkar en upphängnings vibrationsdämpande förmåga och krav på utrymme för fjädringsrörelser, samt hur olika geometriska parametrar påverkar dessa egenskaper.

Målet är också att utveckla en metod som under konstruktionsarbetet hjälper konstruktören att ta fram den optimala upphängningen ur vibrationsdämpningssynpunkt beroende på de restriktioner som specificeras. Denna metod bör också kunna utnyttjas för att undersöka hur olika bivillkor påverkar den optimala utformningen av upphängningen.

5 LITTERATURREDOVISNING

5.1 Hyttfjädringens egenskaper

Många författare har diskuterat hyttfjädringens för- och nackdelar. Hilton och Moran (1975) visar på fördelar som möjlighet till dämpning av vibrationer i sex frihetsgrader, eliminering av relativa rörelser mellan förare och hytt samt förbättrad bullerdämpning. Nackdelar som nämns är en högre kostnad samt en i vissa fall bristande fordonskänsla för föraren. Suggs och Huang (1969) nämner också minskningen av högfrekventa vibrationer på ratt och reglage som en positiv följd av en avfjädrad hytt.

Med en fritt upphängd förarhytt finns också möjligheten att göra hytten självhorisenterande som hjälp vid exempelvis plöjning (Weigelt och Göhlich, 1985). De senare pekar också på att framtidens traktorer blir utformade för en högre max-hastighet vilket ytterligare ökar kraven på en effektiv vibrationsdämpning.

5.2 Praktiska studier

En tidig mycket enkel studie av möjligheterna med hyttfjädring gjordes av Suggs och Huang (1969) med hjälp av en modell i skala 1:3/8. De utnyttjade en upphängning med en frihetsgrad (z) med egenfrekvensen 2,25 Hz. Resultaten antydde att en lägre egenfrekvens hade varit att föredra ur vibrationsdämpningssynpunkt men utrymmet i konstruktionen medgav inte detta.

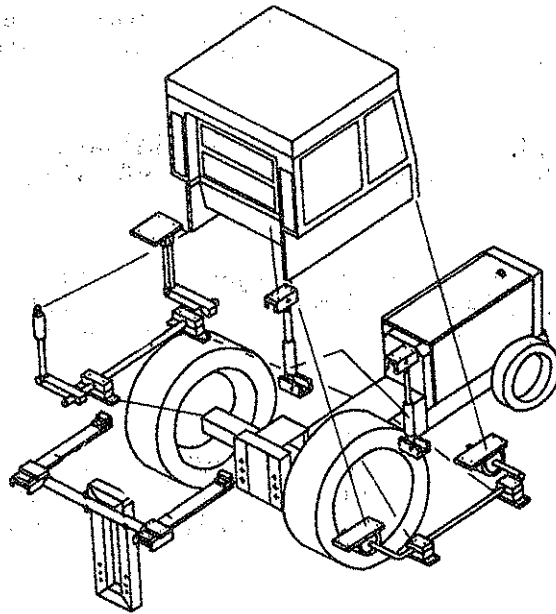


Fig. 1. Hyttfjädring beskriven av Göhlich (1984).

En mera omfattande studie av hyttfjädringens möjligheter utfördes av Hilton och Moran (1975) vilka byggde upp en försöksupphängning med 3 frihetsgrader och möjlighet att variera egenfrekvensen i var och en av dessa (z , x_{rot} , y_{rot}). Hytten var monterad på en vanlig lantbrukstraktor. Några olika linjära vibrationskarakteristika provades vid körning på provbanor och i verkligt lantbruksarbete. Resultaten visade att det gick att uppnå betydande vibrationsdämpning i de tre fria dimensionerna, och att fördelarna var störst vid körning på relativt jämnt underlag.

En upphängning med fem frihetsgrader har tagits fram i Holland på Universitetet i Delft ('t Hart, 1977). Upphängningen som antogs vara linjär utformades för att ge egenfrekvenser mindre än 1,1 Hz i alla riktningar. Detta krävde stort utrymme för att förhindra genomslag, men gav god vibrationsdämpning, speciellt i z -led.

Flera försök med hyttfjädringsteknik har också utförts på Berlins Tekniska Högskola (Kauss och Weigelt, 1980). Författarna rapporterar om en försöksupphängning baserad på stående gashydrauliska fjäderelement och en baserad på bladfjädrar, båda med tre frihetsgrader. Även med dessa upphängningar uppnåddes en betydande vibrationsdämpning med bra resultat även i rotationsriktningarna. Upphängningen med gashydrauliska element hade också möjlighet att från hytten variera oljemängden i elementen och därmed horisontera hytten vid exempelvis plöjning.

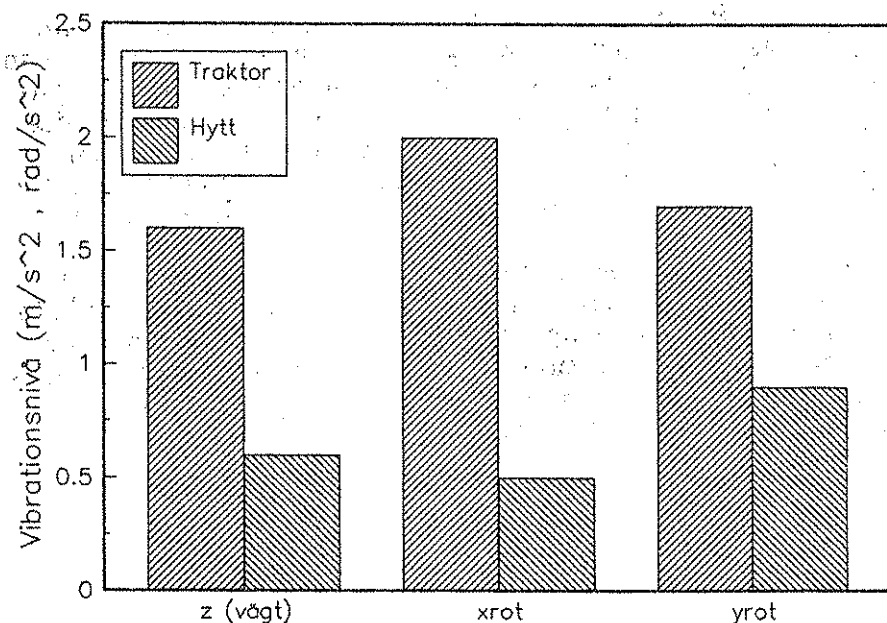


Fig. 2. Vibrationsnivåer med och utan hyttfjädring vid körning på jämnare provbana (SS-ISO 5008) i 12 km/h (efter Kauss och Weigelt, 1980).

Hyttfjädringens potential för minskning av de vibrationer som belastar föraren av en skogsmaskin (skotare) undersöktes i en svensk studie (Zylberstein, 1981). Signifikanta förbättringar nåddes både av den belastande vibrationsnivån och av förarnas subjektiva bedömningar av vibrationsbelastningen. Förarna bedömde dock att maskinens manövrerbarhet minskade vid utnyttjande av hyttfjädringstekniken.

På andra större arbetsmaskiner, typ gruvtruckar och vissa lastbilar, har principen slagit igenom och givit förbättringar för föraren utan att konstruktionen blivit orimligt dyr (Rova, 1990).

Renault har på traktorsidan utnyttjat en variant av hyttfjädring på sina senaste större modeller (Robert, 1988) men tekniken väntar ännu på sitt genombrott inom lantbruket.

5.3 Teoretiska studier

Med en teoretisk modell som beskriver ett dynamiskt mekaniskt system kan en grundläggande förståelse fås för olika parametrars inverkan på funktionen. Möjligheterna att utnyttja simuleringstekniken har förbättrats betydligt efter hand som snabba, användarvänliga datorer blivit tillgängliga, men redan 1927 behandlade McKibben en dynamisk modell över ett lantbruksfordon.

Antalet redovisade teoretiska modeller som beskriver det dynamiska systemet traktor-chassi-upphängning-hytt för en lantbrukstraktor är litet, medan antalet liknande modeller som behandlar lastbilshytter är något större. Lastbilsmodellerna är p g a de små sidledsvibrationerna i dessa fordon normalt tvådimensionella och bara mycket begränsat tillämpbara för terränggående fordon.

Med hjälp av en simuleringsmodell med fyra frihetsgrader har Roley (1975) jämfört möjligheterna att utforma en hyttupphängning med passiva, semi-aktiva resp aktiva upphängningselement. Den bästa vibrationsdämpningen uppnås som väntat med aktiva element, vilka kräver tillförsel av energi och ett relativt komplicerat styrsystem för att fungera. De passiva element som undersöktes var av en linjär, schematisk typ med lika egenskaper i alla riktningar för att möjliggöra analys i frekvensplanet. Upphängningens geometri var oförändrad i alla försöken.

En modell av ungefär samma typ fast med fem frihetsgrader har utvecklats av Rakheja och Sankar (1984). Modellen arbetar uteslutande med linjära förenklade passiva element och är avsedd för simulering i frekvensplanet. Resultaten visar att det är främst vibrationer x-led och rotationsvibrationer runt y-axeln som minskas av en hyttupphängning och att en hytt med låg tyngdpunkt ger mindre vibrationer i y-led. De redovisade resultaten är dock helt beroende av den upphängningsgeometri som valts.

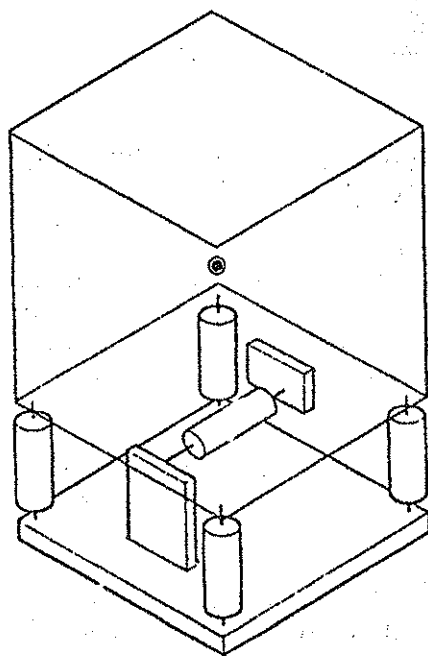


Fig. 3. Schematisk bild av hyttupphängning (Roley, 1975).

ElMadany (1987) har vid utvecklingen av en modell för en lastbilshyttfjädring kommit fram till att huvudproblemet för konstruktionen är det begränsade utrymmet som finns tillgängligt för hyttens fjädringsrörelser. En effektiv upphängning måste ha låg egenfrekvens, vilket kräver stort utrymme för att genomslag skall undvikas. El Madany har undersökt utrymmeskrav och vibrationsnivå i z-led för olika linjära upphängningar.

5.4 Olinjära element

Med hjälp av olinjära element kan en upphängning göras mjuk i det normala arbetsområdet men hårdare i ytterlägena för att minska de maximala utslagen och därmed risken för genomslag i ett givet utrymme.

Undersökningar över olinjära passiva elements egenskaper för en hyttupphängning är mycket få. För lantbrukstraktorer är det bara Lines et al. (1989) som har behandlat ämnet. Engelsmännen redovisar konstruktionen av en hyttupphängning med en frihetsgrad och anpassad för kommersiellt bruk. De utnyttjade en relativt mjuk fjädring för att få bra vibrationsdämpning, med resultatet att den slog igenom (nådde ändlägena) ibland. Genomslagen gav upphov till mycket höga vibrationsnivåer och upplevdes av testförarna som extremt obehagliga. Bättre resultat uppnåddes när dämpningen gjordes progressiv med kvadratisk dämpningskurva. Denna olinjära dämpning gav en mjuk upphängning vid normal körning och eliminerade samtidigt effektivt de höga spetsvärdena.

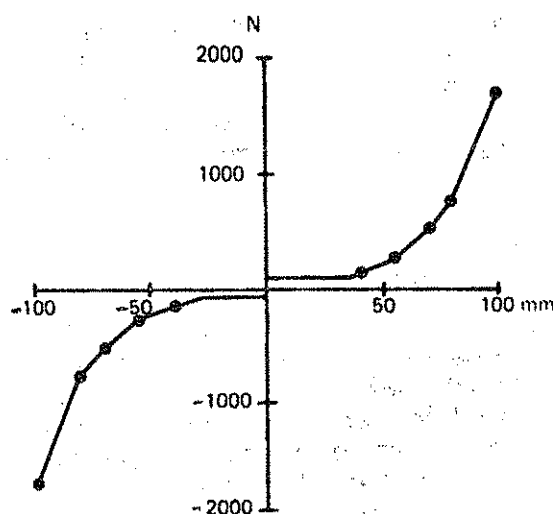


Fig. 4. Dämpningskraft som funktion av läge vid konstant hastighet (0,05 m/s) (Lines et al, 1989).

5.5 Tidsplan - Frekvensplan

Huvuddelen av de modeller över systemet chassi-upphängning-hytt som redovisats, bygger på analys i frekvensplanet. För att detta skall vara teoretiskt möjligt krävs kraftiga förenklingar av det simulerade systemet vilket innebär stora begränsningar när det gäller:

- olinjära element
- snett och osymmetriskt infästa element
- element med momentupptagning i infästningspunkterna
- kontroll av extremvärde
- kontroll av variabelvärde vid speciella tidpunkter
- samverkan mellan olika element och riktningar.

Vid simulering i tidsplanet kan man med en riktigt utformad modell gå förbi dessa begränsningar.

En egenskap för simuleringsmodeller i tidsplanet är att de ger utsignaler som är helt beroende av den definierade insignalen och inte någon typ av genomsnitt. Beroende på tillämpningen kan detta betraktas som en begränsning eller en tillgång.

Programpaket som utnyttjar tidsstyrd simulering och är möjliga att använda för fordonsdynamik är redovisade av bl a Pickel (1990) och Stahl (1986).

5.6 Samstämmighet teori-praktik

Modellerna som utnyttjats för att teoretiskt simulera olika parametrars inverkan på vibrationsnivån i hytten har antingen beskrivit hela traktorns samverkan med underlaget, eller när olika hyttupphängningar undersökts bara chassits samverkan med hytten genom upphängningen. Mycket få av modellerna är validerade mot resultat som uppmätts vid verkliga försök (Stayner et al., 1984). Erfarenheterna är att modellernas överensstämmelse är tämligen dålig ("rather poor"). En orsak uppges vara de linjära fjäder- och dämpar-karakteristika som används trots att de framför allt för däck borde vara olinjära och mera komplexa. Även Destain och Destain (1990) uppges att de linjära modellerna kan förutsäga trender i resultaten, men knappast några absoluta nivåer.

5.7 Standardiserad bedömning av vibrationer

Viktiga faktorer när man bedömer påverkan av helkroppsvibrationer är accelerationernas RMS-värde (RMS = Root Mean Square), frekvensinnehåll, riktning, varaktighet och förhållande mellan toppvärde och RMS-värde. Ett stort antal studier har utförts för att bedöma inverkan av dessa faktorer, var för sig och i olika kombinationer. Efter mycket diskussion blev resultatet en internationell standard för bedömning av vibrationernas påverkan på människan (ISO 2631, 1974). Standarden innehåller bl a gränser för bedömning av hur länge en människa kan vistas i en viss vibrerande omgivning utan obehag. Denna första utgåva har utsatts för mycket kritik och har också reviderats efterhand.

5.7.1 Allmänna riktlinjer

Den senaste i Sverige gällande upplagan (SS-ISO 2631, 1982) anger riktlinjer för påverkan av helkroppsvibrationer i frekvensområdet 1,0-80 Hz i x-, y- och z-led samt hur dessa vägs samman. Dessa riktlinjer benämns i fortsättningen ISO 2631. Standarden gäller för vibrationer som har en topp-faktor (förhållande toppvärde-RMS-värde, Crest-factor på engelska) som understiger 6. De i lantbrukstraktorer vanligt förekommande rotationsvibrationerna bedöms inte. Hänsyn tas inte heller till om relativa rörelseskillnader uppstår mellan överkropp och exempelvis ben, vilket är fallet vid utnyttjandet av en fjädrande sitsupphängning.

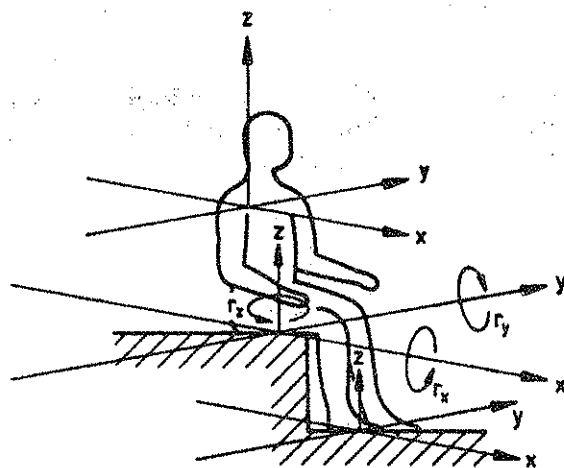


Fig. 5. Definition av mätriktningar och mätplatser enligt BS 6841 (1987).

Mycket kritik har riktats även mot den senaste upplagan av ISO 2631 och speciellt dess bedömning av tidsfaktorns inflytande (Kjellberg och Wikström, 1985). Standarden tjänar dock trots allt som en god vägledning för helkroppsvibrationers påverkan på människokroppen om den används med visst omdöme.

En engelsk standard (BS 6841, 1987) behandlar de belastande vibrationerna mera fullständigt och innehåller bl a riktlinjer även för bedömning av rotationsvibrationer. ISO 2631 bedömer vibrationer mätta på förarstolen medan BS 6841 även tar hänsyn till vibrationslaster på fötter och ryggstöd. BS 6841 har dock inte antagits som Internationell standard varför bedömningsreglerna enligt ISO 2631 (SS-ISO 2631) använts i detta arbete.

Vibrationerna skall mätas i den yta där de överförs till kroppen, i en lantbruks-traktor normalt mellan sitsdynan och kroppen. Vid bedömning av vibrationsnivån på en arbetsplats skall typiska avsnitt väljas ut och mätserierna bör vara minst 60 sekunder långa för att bedömning av nivå och topp-faktor skall bli helt rättvisande.

5.7.2 Frekvensvägning

Entydiga försök visar att människokroppen visar olika känslighet för vibrationer beroende på dess riktning och frekvensinnehåll.

I vertikal riktning (z-led) är kroppens känsligast för vibrationer mellan 4-8 Hz medan känsligheten i de horisontella riktningarna (x och y-led) är störst mellan 1 och 2 Hz. Kroppen visar också en allmänt större känslighet för vibrationer i horisontella än i vertikala riktningar.

I ISO 2631 definieras vägningsfilter (figur 6) som är avsedda att placeras mellan givare och mätinstrument. Filtren värderar ner signalkomponenter med frekvenser i för människan mindre känsliga områden. RMS-värdet för den vägda signalen ger sedan ett direkt talvärde på människans påverkan utan att ytterligare frekvensanalys behöver ske.

För bedömning av vibrationer där en frekvens starkt dominerar kan bedömningen ske på något annorlunda sätt men denna metod behandlas inte här eftersom sådana vibrationer knappast förekommer i en lantbrukstraktor.

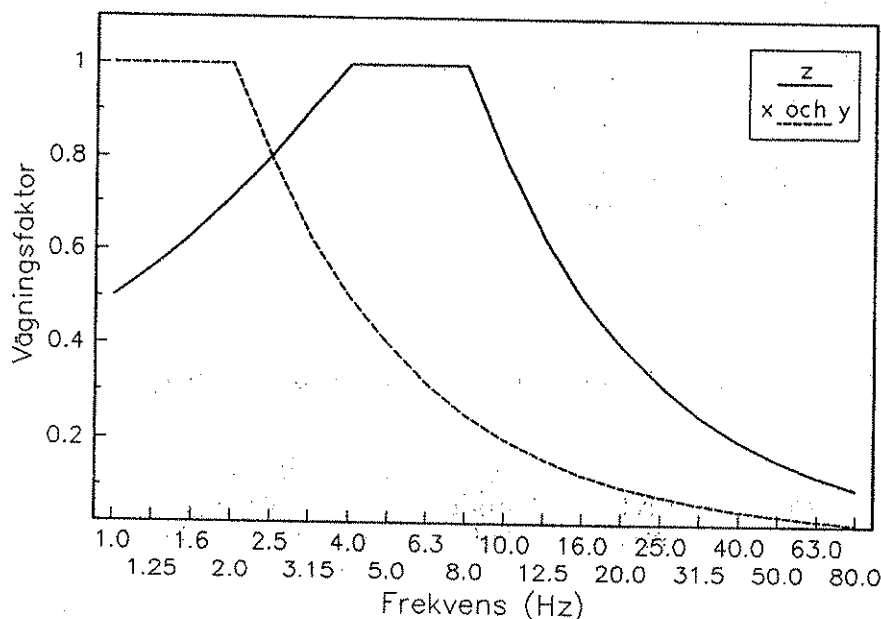


Fig. 6. Vägningsfilter för vibrationer i x-, y- och z-led enligt ISO 2631.

5.7.3 Sammanvägning av vibrationer i flera riktningar

Uppträder vibrationer med betydande effekt i flera riktningar samtidigt, vilket normalt är fallet vid traktorkörning, kan effekterna av den totala vibrationsbelastningen vara större än effekten av var komponent för sig. För att möjliggöra en bedömning av den kombinerade effekten definieras i ISO 2631 en summavektor (α_{tot}) av accelerationerna i de enskilda riktningarna:

$$\alpha_{tot} = \sqrt{(1,4\alpha_{xw})^2 + (1,4\alpha_{yw})^2 + (\alpha_{zw})^2}$$

där

α_{iw} = vägd accelerationsnivå i i-riktningen ($i = x, y, z$)

Faktorn $1,4(\sqrt{2})$ beror på kroppens större känslighet för vibrationer i x- och y-led.

5.7.4 Kriterier för bedömning av vibrationernas effekt

Konsekvenserna av vibrationsexponeringen bedöms utifrån olika kriterier för den påverkan exponeringen har på människan.

Tre huvudkriterier har definierats:

- komfort
- arbetsförmåga (trötthet)
- hälsa och säkerhet.

Exponeringstider vid olika belastning är definierade för vibrationer i z-led enligt figur 7, som också visar hur känsligheten minskar för frekvenser som inte ligger i det känsligaste området. För vibrationsbelastningar i x- och y-led gäller kurvor med det känsligaste området mellan 1-2 Hz. Vägda värden för en enskild dimension skall i första hand bedömas mot området där kurvorna är horisontella.

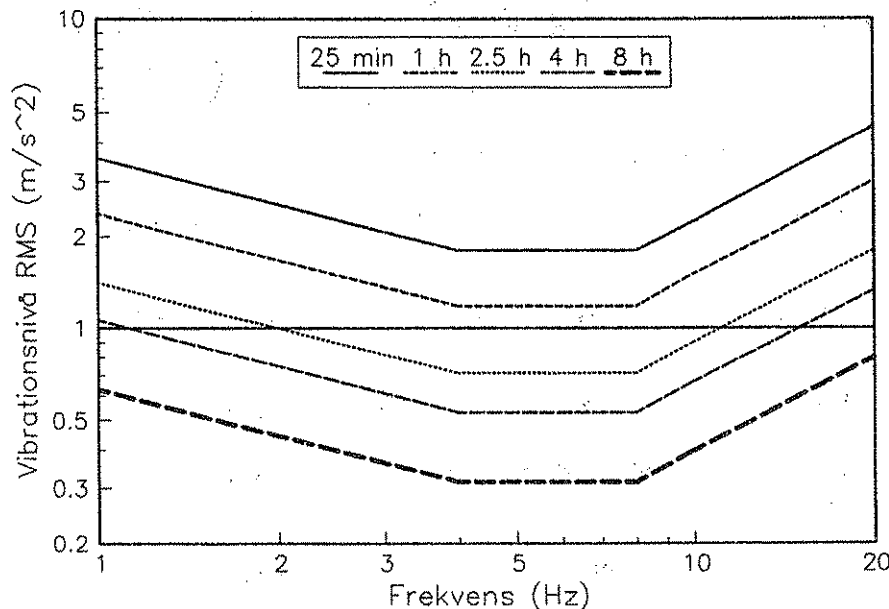


Fig. 7. Exponeringsgränser för "nedsatt arbetsförmåga" enligt ISO 2631 (z-led).

Figur 7 visar gränserna för nedsatt arbetsförmåga. För att få fram gränserna för minskad komfort sänks gränserna med 10 dB. Gränserna för risk för hälsa och säkerhet fås fram om gränserna för nedsatt arbetsförmåga höjs med 6 dB.

De tidsgränser som definieras i figur 7 är framtagna för tersbandsanalys (1/3 oktav) med analoga bandpassfilter och måste höjas 4-8 dB för att motsvara digital bredbandsanalys.

Bedömning av det sammanvägda värdet av vibrationer i flera dimensioner, den s k summavektorn, görs i första hand mot värden framtagna på motsvarande sätt i

andra omgivningar men kan också bedömas mot det horisontella området av gränskurvorna för vibrationer i z-led. Även i detta fall måste kurvorna höjas 4-8 dB enligt ISO 2631.

De stora intervallen i de rekommenderade förändringarna av gränserna när mättekniken varierar medför att det i vissa fall är mycket svårt att relatera en vibrationsbelastning till en viss specifik exponeringstid. Den logaritmiska uppbyggnaden av gränsnivåerna gör det dock möjligt att bedöma den procentuella förändringen mellan två belastningar utan att bedömning av absoluta tidsgränser behöver ske.

6 METODUTVECKLING

6.1 Krav på simuleringsmodell

För en enklare undersökning av de grundläggande sambanden för en hyttupphängning är en enkel modell med få frihetsgrader, utformad för att lösas i frekvensplanet fullt tillräcklig. En modell för att mera fullständigt utreda möjligheterna att utforma en effektiv upphängning kräver däremot att hänsyn tas till så många faktorer och att det görs så lite förenklingar att modellens beskrivning av rörelserna blir så exakt som möjligt. Speciella krav som exempelvis möjligheten att simulera samverkan mellan upphängnings-element ställer dessutom extra villkor för utformningen av simuleringsmodellen liksom de krav olika resultatanalyismetoder har på simuleringarnas utsignal.

En simuleringsmodell för att undersöka inverkan av de faktorer som nämnts i projektets mål bör bl a ha följande egenskaper:

- möjlighet att simulera rörelse i samtliga dimensioner för varje individuell komponent
- möjlighet att definiera linjära, olinjära och aktiva upphängningselement
- inte medföra begränsningar när det gäller definition av elementens inbördes placering och verkningslinjer
- möjlighet att simulera upphängningselement med momentupptagning i infästningspunkterna
- möjlighet att analysera extremvärde för accelerationer och utslag från jämviktsläget
- möjlighet att kontrollera olika parametrars tidshistoria som hjälp vid bedömning av bl a erforderligt utrymme i konstruktionen och upphängningselementens dynamiska belastning
- möjlighet att använda insignaler för chassits rörelser som beskriver dessa vid körning på ett verkligt underlag
- möjlighet att simulera samverkan mellan upphängningselement
- vara möjlig att kombinera med lämplig optimeringsrutin.

6.2 Begränsning av system

En simuleringsmodell för undersökning av olika typer av hyttfjädringar kan behandla antingen hela fordonet inklusive samspelet mark-hjul eller bara samspelet fordon-hytt.

Möjligheterna att bestämma transmissionen av markens ojämnheter genom gummihjulen till chassit med någon större noggrannhet är mycket små. Dålig kunskap om däckens dynamiska egenskaper och dess samverkan med underlaget medverkar till de dåliga resultaten (Stayner et al., 1984).

Den framtagna simuleringsmodellen är istället utvecklad för att enbart beskriva samspelet chassi-hytt. Som insignal kan då användas en uppmätt rörelse för ett traktorchassi vid körning på ett representativt underlag. Felkällornas antal och inverkan blir på detta sätt mycket mindre. För att simulering av enbart systemet chassi-hytt skall vara möjlig måste hyttens massa antas vara så liten i förhållande till hela traktorns att hyttens ändrade rörelsemönster inte påverkar det övriga fordonets rörelse.

6.3 Antal frihetsgrader

För att beskriva en fast kropps rörelse krävs sex parametrar. Tre för att beskriva rätlinjig rörelse och tre för att beskriva kroppens rörelse runt rotationsaxlarna. För att komplett beskriva traktorchassits och hyttens rörelser krävs alltså totalt 12 parametrar.

Mätningar har visat att traktorns och hyttens rotationsvibrationer runt z-axeln kan vara försumbara. Denna dimension innefattas trots detta i modellen eftersom komplexiteten ökar bara obetydligt för att den sjätte dimensionen tas med. Dessutom kan några av de provade upphängningarna inducera rörelser även i denna riktning.

6.4 Simuleringsprogrammets princip

För att simuleringsmodellen skulle uppfylla de ställda kraven utformades den för simulering i tidsplanet. Simulering i frekvensplanet hade krävt mindre datorkraft men medfört alldeles för stora begränsningar.

Algoritmen bygger på differentialekvationer vilka beskriver hyttens rörelse vid påverkan av ett antal definierade krafter och vridmoment. Hytten behandlas här som en fast kropp utan elasticitet.

För hytt-tyngdpunktens rätlinjiga rörelse gäller:

$$\frac{dv_{xtp}}{dt} = \frac{F_x}{m}$$

$$\frac{dv_{ytp}}{dt} = \frac{F_y}{m}$$

$$\frac{dv_{ztp}}{dt} = \frac{F_z}{m}$$

där

v_{ip} = tyngdpunktens hastighet i i-led ($i = x, y, z$)

F_i = på hytten total påverkande kraft i i-led ($i = x, y, z$)

m = hyttens massa.

Hytten betraktas som symmetrisk runt axlarna genom tyngdpunkten med tröghetsprodukterna ($I_{xy}, I_{xz}, \dots, osv$) = 0 och Eulers förenklade ekvationer för en fast kropps rotationsrörelser kan utnyttjas om man antar att avvikelserna från jämviktsläget är små:

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{M_x - (I_{zz} - I_{yy}) \cdot w_y \cdot w_z}{I_{xx}}$$

$$\frac{dw_y}{dt} = \frac{M_y - (I_{xx} - I_{zz}) \cdot w_x \cdot w_z}{I_{yy}}$$

$$\frac{dw_z}{dt} = \frac{M_z - (I_{yy} - I_{xx}) \cdot w_y \cdot w_x}{I_{zz}}$$

där

w_i = vinkelhastigheten runt i-axeln ($i = x, y, z$)

M_i = totalt vridande moment runt i-axeln ($i = x, y, z$)

I_{ii} = hyttens rotationströghetsmoment runt ii-axeln ($i = x, y, z$)

Hastigheten för en punkt förbunden med en fast kropp som rör sig i rymden bestäms av:

$$v_x = v_{xtp} - b_y \cdot w_z + b_z \cdot w_y$$

$$v_y = v_{ytp} - b_z \cdot w_x + b_x \cdot w_z$$

$$v_z = v_{ztp} - b_x \cdot w_y + b_y \cdot w_x$$

där

b_i = koordinaten för punkten m a p tyngdpunkten i i-led ($i = x, y, z$)

(Symon, 1971)

6.5 Integrationsrutiner

Vid integreringen av differentialekvationerna som beskriver hyttens rörelser har programpaketet Simnon utvecklat på Lunds Tekniska Högskola (Elmqvist et al., 1986) utnyttjats. Simnon är speciellt utvecklat för simulering i tidsplanet och det är möjligt att välja mellan flera integrationsalgoritmer. En fyrstegs Runge-Kutta algoritm gav acceptabla exekveringstider samtidigt som felet blev mycket litet.

En del av simuleringsmodellen har också programmerats i ett vanligt program-språk utan inbyggda integrationsalgoritmer. Integrationen utfördes här med en flerstegs prediktor-metod som startades med en enkel Euler-algoritm (Gustavsson, 1989). Denna metod gav något sämre noggrannhet men framför allt mycket längre exekveringstider varför den inte utnyttjades vidare.

6.6 Tidssteg

Valet av tidssteg för simuleringen har tillsammans med valet av integrationsalgoritm stor betydelse för den uppnådda noggrannheten.

Ett för stort tidssteg kan ge oacceptabla felnivåer pga de approximationer som måste göras av variablernas värde mellan de tidpunkter då beräkning sker. Stora tidssteg kan också medverka till att ett stabilt system uppför sig instabilt vid simulering.

Små tidsfel ökar summan av de avrundningsfel som är beroende av datorns ändliga precision (ordlängd). Det lokala bidraget i varje steg är oberoende av steglängden. Det totala bidraget växer med antalet steg och alltså med minskande steglängd. Normalt är inte avrundningsfelet något problem, utan valet av steglängd blir främst en kompromiss mellan beräkningstid och noggrannhet.

Insignalen som beskrev underlagets rörelse var mätt med samplingsfrekvensen 200 Hz vilket medförde att ett tidssteg större än 0,005 s inte skulle utnyttja informationen i denna fullt ut. Eftersom inga rörelser med frekvenser över 6-10 Hz finns i insignalen ansågs $\Delta t = 0,005$ s vara fullt tillräckligt och har utnyttjats för de redovisade simuleringarna.

6.7 Frekvensanalys och frekvensvägning

Vid analysen av olika signalers frekvensinnehåll har signalen först multiplicerats med ett Hanning-fönster för att undvika kanteffekter. Därefter beräknas Fouriertransformen av denna med en FFT-algoritm och från denna kan signalens effekttäthet (PSD) beräknas:

$$PSD_{(fk)} = \frac{2 \cdot \Delta t}{W \cdot N} \cdot |X_{(fk)}|^2$$

där

$$fk = \frac{k}{\Delta t \cdot N} \quad k = 1, 2, \dots, N/2$$

W = kompensationsfaktor

Δt = samplingssteg

N = antalet punkter

$X_{(fk)}$ = Fouriertransform för frekvensen f k (komplex)

Faktorn W kompenserar för att Hanning-fönstret minskat den analyserade signalens effektinnehåll.

Signalens RMS-värde motsvaras av roten ur arean under effekttäthetskurvan.

Vid analys av väldigt långa signaler har en rutin till stor del hämtad ur programpaketet Matlab utnyttjats. Rutinen delar upp signalen med en fönsterfunktion med löpande överlappning vars storlek går att specificera. Överlappningen som medför att signalens information utnyttjas bättre har normalt ställts till 60 %. Därefter utförs FFT-analys av varje delsignal och det slutliga resultatet tas fram som ett medelvärde av delsignalernas frekvensinnehåll.

ISO 2631 definierar vägningsfilter för frekvensvägning av vibrationssignaler i olika riktningar (figur 6). Dessa filter har utnyttjats dels vid beräkningen av vibrationsbelastningen som redovisas i rapporten, dels vid optimeringsberäkningarna.

Standarden definierar inga vägningsfilter för frekvenser under 1,0 Hz. För att få en kontinuerlig funktion har vägningsvärdet för den lägsta frekvens där detta är definierat använts även för frekvenser mellan 0 och denna frekvens.

Två möjligheter att implementera vägnings-filtren har utnyttjats. Dels har signalen behandlats med digitala filter vars frekvensgång motsvarar den i standarden beskrivna, dels har beräkningar skett direkt på PSD-kurvorna. Varje effekttäthetsvärde har då multiplicerats med en frekvensberoende vägningsfaktor och arean under kurvan har därefter utnyttjats för att beräkna det vägda RMS-värdet.

Den osäkra bedömningen av tidsfaktorns inflytande har medfört att de i studien framtagna vibrationsbelastningarna ej har relaterats till något specifikt tidsvärde utan bara jämförts med varandra.

6.8 Verkansprinciper för upphängningselement

Upphängningselementen som utnyttjats vid simuleringarna är i princip av två olika typer. För den ena typen betraktas både elementets förbindelse med hytt och med underlag som friktionsfria kulleder. Den kraft som uppstår verkar därför i elementets axialriktning. Elementen kan vara fjädrar, dämpare eller kombinationer av dessa. Verkan kan vara linjär eller försedd med olika typer av olinjäritet.

Den andra typen av upphängningselement är elastiskt fastspända i underlaget med en vridmomentöverförande bussning eller fjäder, medan förbindningen mellan element och hytt är utformad som en friktionsfri kulle. Denna utformning gör att elementet med den vridmoment som uppstår i infästningen påverkar hytten med en kraft i radialriktningen.

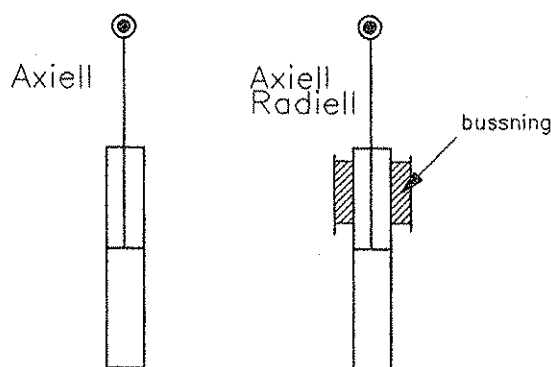


Fig. 8. Principskiss över upphängningselement med axiell resp radiell och axiell verkan.

6.8.1 Upphängningselement med axiell verkan

Upphängningselement vars infästningspunkter kan beskrivas som friktionslösa kullleder visas i figur 8. Utmärkande för denna infästningstyp är att reaktionskraften som elementet påverkar omgivningen med har exakt samma riktning som elementet.

Reaktionskraftens storlek för en fjäder eller dämpare kan bero av en mängd faktorer. För ett fjäderselement kan gälla:

$$F_s = f(l, l_0, l', T, m_e, \dots)$$

där

l = fjäderselementets längd

l_0 = fjäderselementets längd i jämviktsläget

l' = fjäderselementets momentana längdändring

T = temperatur

m_e = elementets massa

Reaktionskraften för ett element med dämpande verkan kan bestämmas av:

$$F_D = f(l, l_0, l', l'', T, m_e, \dots)$$

6.8.1.1 Linjära element

För en idealisk linjär fjäder gäller:

$$F_s = k \cdot (l_0 - l)$$

och för en linjär dämpare:

$$F_D = -c \cdot l'$$

där

k = fjäderkonstant

c = dämpningskonstant

Sådana ideala linjära element är ovanliga i verkligheten men medför att analytiska metoder kan utnyttjas vid beräkningarna. Även ett element som konstruerats för att vara linjärt är mer eller mindre olinjärt beroende av glapp, hysteres m.m.

En upphängning med en frihetsgrad och linjära upphängningselement kan se ut som i figur 9 där m = massan av den upphängda kroppen. Elementet antas ha både en fjädrande och dämpande funktion.

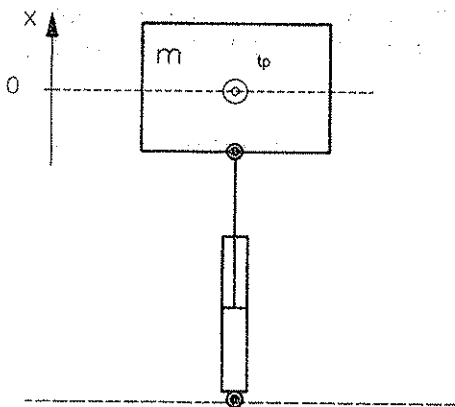


Fig. 9. Linjär upphängning med en frihetsgrad.

Man kan anta att kroppen är flyttad från jämviktsläget. Differentialekvationen som beskriver kroppens återgång till jämviktsläget ($x = 0$) blir (Harris, 1988):

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

där

x = läge relativt jämviktsläget

Lösningens utseende beror på dämpningskoefficienten c :s storlek i förhållande till den kritiska dämpningskoefficienten c_c :

$$c_c = 2\sqrt{k \cdot m}$$

som bestämmer dämpningsgraden R :

$$R = c/c_c$$

Är dämpningsgraden $= 0$ kommer kroppen att svänga med oförändrad amplitud med frekvensen f_n vilken betecknar upphängningens naturliga egenfrekvens:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ och } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Om $0 < R < 1,0$ blir lösningen:

$$x = e^{-ct/2m} (A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t))$$

där

$$A = \dot{x}/\omega_n \text{ vid } t = 0$$

$$B = x \text{ vid } t = 0$$

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - R^2} = \text{dämpad egenfrekvens}$$

Dämpningsgraden är här så låg att massan svänger ett större eller mindre antal gånger runt jämviktsläget innan rörelsen dör ut.

Lösningen kan också skrivas:

$$x = C e^{-ct/2m} \sin(\omega_D t + \theta)$$

där

$$C = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\theta = \tan^{-1}(B/A)$$

I gränsläget när $c = c_c$ och $R = 1$ blir lösningen:

$$x = (A + Bt) e^{-ct/2m}$$

vilket betyder att massan närmar sig gränsläget på snabbaste sätt utan att svängningar uppstår.

När $c > c_c$ och $R > 1$ blir lösningen:

$$x = e^{-ct/2m} (A e^{\omega_n \sqrt{R^2 - 1} t} + B e^{-\omega_n \sqrt{R^2 - 1} t})$$

vilket betyder att ingen svängning uppstår och att kroppen närmar sig jämviktsläget asymptotiskt.

Antar man istället att i systemet i figur 9 underlaget u rör sig med vinkelhastigheten ω och amplituden u_0

$$u = u_0 \sin(\omega t)$$

Efter det att svängningarna med egenfrekvensen dämpats ut beskrivs kroppens rörelse av:

$$x = T u_0 \sin(\omega t - \phi)$$

där

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2R\omega/\omega_n)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + (2R\omega/\omega_n)^2}}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2R(\omega/\omega_n)^3}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + 4R^2\omega^2/\omega_n^2} \right)$$

där

T = förstärkningsfaktor

ϕ = fasförskjutning.

Förstärkningsfaktorn T betecknar förhållandet mellan underlagets och kroppens rörelse vid olika frekvenser men har samma värde även för transmissionen av hastigheter och accelerationer (Harris, 1988).

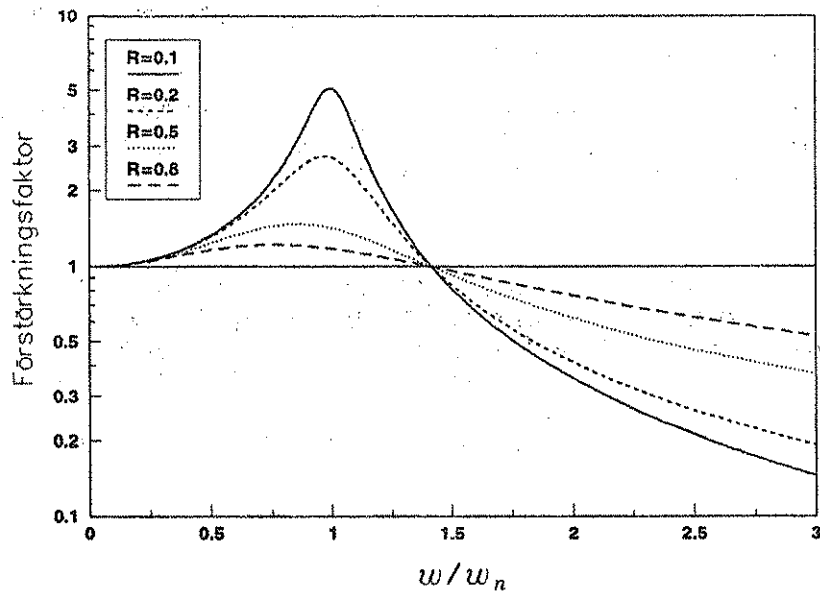


Fig. 10. Förstärkningsfaktor som funktion av ω/ω_n för varierande R .

Figur 10 visar förstärkningsfaktorn som funktion av ω/ω_n när dämpningsgraden R varierar. Denna typ av kurva betecknas i fortsättningen som systemets amplitudkaraktistik. Av figuren framgår bl a att insignaler med frekvenser i närheten av upphängningens egenfrekvens förstärks mycket, speciellt om dämpningen är låg. Förstärkningsfaktorn är större än 1 för frekvenser mindre än $\sqrt{2} \cdot f_n$.

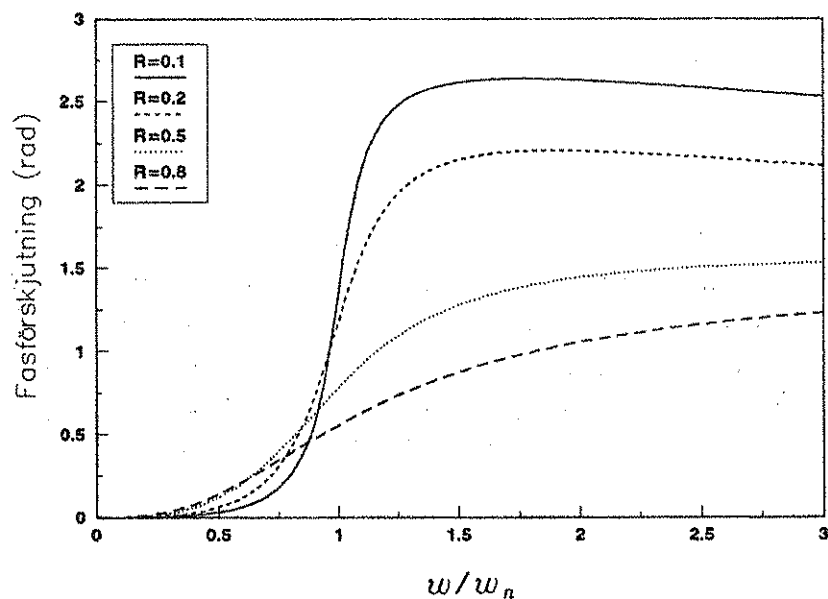


Fig. 11. Färförskjutningen som funktion av ω/ω_n för varierande R .

ϕ betecknar fasförskjutning i systemet (figur 11). Vid resonansfrekvensen sker ett fashopp som är större ju lägre dämpningsgrad systemet har. Denna typ av kurva betecknas i fortsättningen som ett systems faskarakteristik.

Ovanstående teori gäller inte bara för en insignal bestående av en ren sinussignal utan även för en signal med kontinuerligt effektspektrum (Harris, 1988), där varje signalkomponent förstärks enligt de redovisade formlerna.

6.8.1.2 Olinjära element

Olinjära element har en karakteristik som på något sätt avviker från det linjära. Förutom vid konstruktionen planerade olinjäriteter kan mera svårkontrollerbara faktorer som glapp och hysteres ge olinjära effekter. Speciellt element som innehåller olja och gas har dessutom normalt en temperaturberoende karakteristik.

De olinjära dämparelement som utnyttjats i simuleringarna har ett verkanssätt som kan beskrivas av en potensfunktion:

$$F_D = -c \cdot \dot{l}$$

där

$$c = c_0 \left(1 + \left| \frac{\Delta l}{PK1_c} \right|^{PK2_c} \right)$$

$$R_0 = c_0 / c_c$$

c_0 = dämpningskonstant i jämviktsläget

R_0 = dämpningsgrad i jämviktsläget

$PK1_c$ = progressivitetskonstant 1

$PK2_c$ = progressivitetskonstant 2

Δl = utslag från jämviktsläget

$PK1_c$ bestämmer det avstånd från medelläget där dämpningen är dubbelt så hög som i medelläget. $PK2_c$ bestämmer formen på kurvan, $PK2_c = 2$ ger en kvadratisk kurva osv (figur 12). I rapporten har beteckningarna $PK1_{cV}$, $PK2_{cV}$ och R_{0V} utnyttjats när parametrarna beskriver karakteristiken för vertikalt verkande dämparelement och $PK1_{cH}$, $PK2_{cH}$ och R_{0H} vid beskrivning av horisontellt verkande element.

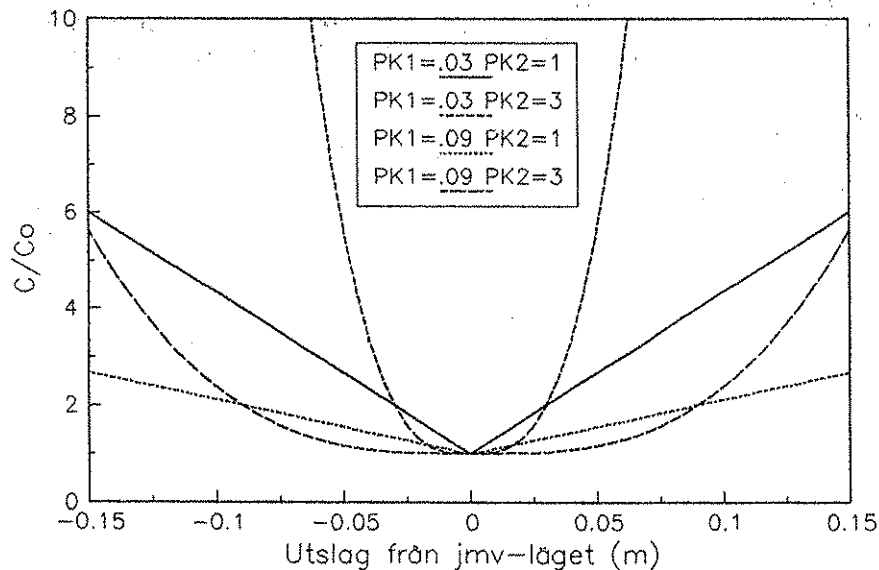


Fig. 12. Dämpningskonstanten c för varierande $PK1_c$ och $PK2_c$.

Att teoretiskt utreda faskarakteristik och resonansfrekvens med samma teknik som för linjära element är inte möjligt eftersom responsen från upphängningen är amplitud-beroende och ingen entydig lösning för differential-ekvationerna normalt kan tas fram. Genom att utföra stegvis linjärisering av funktionen kan approximativa lösningar för enklare olinjära samband beräknas, men i allmänhet är simulering i tidsplanet den enda möjligheten att undersöka egenskaperna för en sådan upphängning.

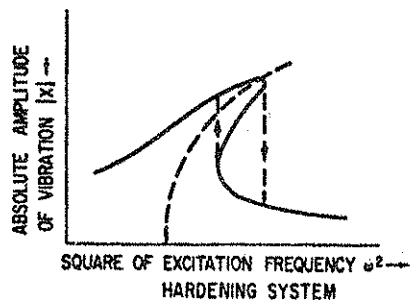


Fig. 13. Schematisk amplitudkarakteristik för upphängning med olinjär fjäderkarakteristik (Harris, 1988).

I figur 13 visas schematiskt amplitudkarakteristiken för ett system med olinjär fjäderkarakteristik där fjädern får en större fjäderkonstant mot ändlägena. Den streckade linjen visar systemets egenfrekvens och hur den varierar med amplituden. I ett frekvens-område finns det tre olika möjligheter för samma frekvens vilket ytterligare understryker att ingen exakt lösning kan tas fram.

6.8.1.3 Elementens påverkan på hytten

Kraften som elementen påverkar hytten med måste bestämmas till riktning och storlek, vilka är beroende av läget för elementens fastsättningspunkter i hytt och underlag.

Kraftkomposanterna för ett element med enbart axiell verkan blir:

$$F_x = F_T \cdot D_x \qquad D_x = \frac{x_c - x_B}{L}$$

$$F_y = F_T \cdot D_y \qquad D_y = \frac{y_c - y_B}{L}$$

$$F_z = F_T \cdot D_z \qquad D_z = \frac{z_c - z_B}{L}$$

där

$$L = \sqrt{(x_c - x_B)^2 + (y_c - y_B)^2 + (z_c - z_B)^2}$$

$$\sqrt{\left(\frac{x_c - x_B}{L}\right)^2 + \left(\frac{y_c - y_B}{L}\right)^2 + \left(\frac{z_c - z_B}{L}\right)^2} = 1$$

F_T = Påverkande kraft i axial-riktning från element (positiv vid tryckkraft)

F_i = På hytten verkande kraft i i-riktningen ($i = x, y, z$)

i_c = momentana läget för elementets fastsättningspunkt i hytten ($i = x, y, z$)

D_i = komposanten i i-led för kraftens normaliserade riktningvektor ($i = x, y, z$)

i_B = momentana läget för elementets fastsättningspunkt i underlaget ($i = x, y, z$)

L = Elementets momentana längd.

Det på hytten påverkande momentet av ett element beskrivs av:

$$M_x = F_y(z_{tp} - z_c) + F_z(y_c - y_{tp})$$

$$M_y = F_z(x_{tp} - x_c) + F_x(z_c - z_{tp})$$

$$M_z = F_x(y_{tp} - y_c) + F_y(x_c - x_{tp})$$

där

M_i = Det på hytten påverkande vridmomentet med avseende på i-axeln genom hyttens tp ($i = x, y, z$)

i_{tp} = Hyttens momentana tyngdpunktsläge i i-led ($i = x, y, z$)

6.8.2 Upphängningselement med radiell verkan

Den andra typen av element som utnyttjats vid simuleringarna är i ena ändpunkten fastsatt på samma sätt som tidigare beskrivna element, dvs med en friktionsfri kulle. Elementets andra ände är elastiskt fastspänd i underlaget (figur 8), varför det krävs ett vridmoment för att luta elementet ifrån det obelastade läget.

De element som utnyttjas i simuleringen har fjädring och dämpning även i elementets längdriktning enligt tidigare beskrivning av element med axiell verkan. Påverkan av elementet på hytten blir då både en axiell och en radiell kraft. Dessa krafter antas vara oberoende av varandra och kan beräknas var för sig. I avsnittet nedan beskrivs egenskaperna för element infästa så att de enbart har en fjädrande verkan i radiell led och alltså är stumma i axial-riktningen.

Sambandet mellan belastande vridmoment och utböjning är beroende av utförandet av den elastiska infästningen. I praktiken kan denna vara gjord t ex m h a kraftig gummibussning eller en spiralfjäder, vilka normalt medför ett mer eller mindre olinjärt samband.

Momentet är normalt oberoende av i vilken riktning utböjningen sker. Vid beräkningarna nedan, liksom i simuleringsmodellen, antas det att den elastiska infästningspunkten inte har någon elasticitet i elementets axialriktning, och att infästningen har en icke frekvensberoende fjädrande verkan utan dämpning.

Placeringen för elementets fastsättning i underlaget definieras som mitt i den momentupptagande bussningen i den punkt som elementet böjer sig runt vid radiell belastning

6.8.2.1 Linjära element

För element med linjärt samband mellan vridmoment M_v och utböjning \varnothing gäller:

$$M_v = \varnothing \cdot q$$

där q = konstant.

En schematisk upphängning med två element av den beskrivna typen kan se ut som i figur 14.

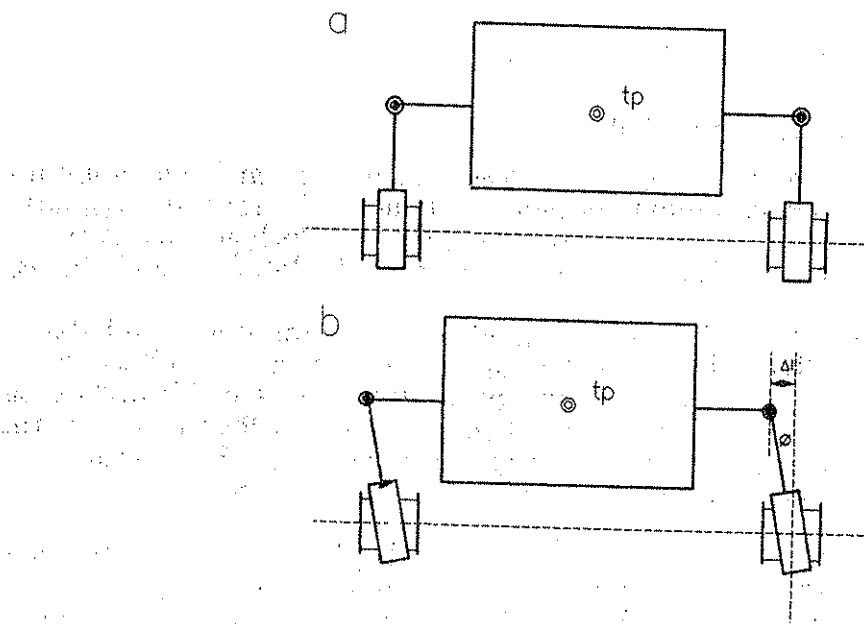


Fig. 14. Schematisk bild av kropp upphängd i element med radiell verkan. Kroppen är i b flyttad Δl i sidled i förhållande till jämviktsläget.

För att undersöka frekvenskaraktistiken för denna typ av upphängning flyttar vi kroppen en sträcka Δl i sidled så att elementen blir utböjda vinkeln \varnothing från neutralläget (figur 14 b). Resultatet blir ett moment som vill föra elementet tillbaka till utgångsläget och därmed påverkar kroppen med en kraft F_{\varnothing} .

$$F_{\varnothing} = \frac{M_v}{L} = \frac{\varnothing \cdot q}{L}$$

För små vinklar kan \varnothing approximeras till $\Delta l / L$ och tröghetskrafter på grund av kroppens acceleration i vertikalled antas vara försumbara.

F_{\varnothing} :s komposanter blir då:

$$F_{\varnothing H} = F_{\varnothing} \cdot \cos \varnothing = \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} \cdot \cos \varnothing$$

$$F_{\varnothing V} = F_{\varnothing} \cdot \sin \varnothing = \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} \cdot \sin \varnothing$$

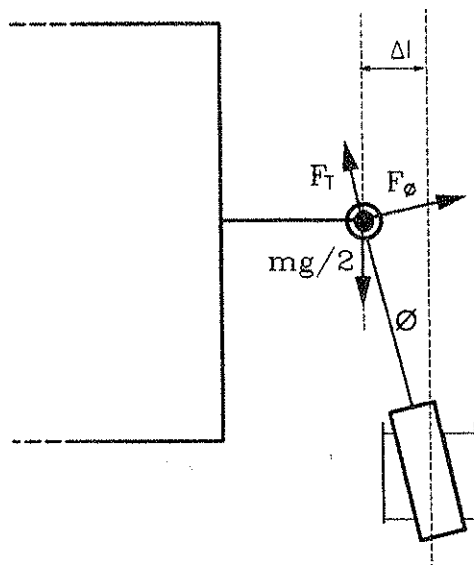


Fig. 15. Krafter som påverkar kroppen vid varje element efter en förflyttning i sidled.

För krafterna gäller:

$$F_{TV} - \frac{mg}{2} + F_{\emptyset V} = 0$$

$$F_{\emptyset H} - F_{TH} = F_R$$

där

F_{TH} = F_T 's horisontella komposant

F_{TV} = F_T 's vertikala komposant

F_R = resulterande horisontell kraft som vill återföra kroppen

$$F_{TV} = \frac{mg}{2} - \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} \cdot \sin \emptyset$$

$$F_{TH} = F_{TV} \cdot \tan \emptyset$$

$$F_R = F_{\emptyset H} - F_{TH} = \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} \cdot \cos \emptyset - \left(\frac{mg}{2} - \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} \cdot \sin \emptyset \right) \tan \emptyset$$

För små vinklar är $\cos \emptyset \approx 1$ och $\sin \emptyset \approx \emptyset \approx \frac{\Delta l}{L}$

varför

$$F_R \approx \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} - \frac{m \cdot g \cdot \Delta l}{2 \cdot L} + \frac{(\Delta l)^3 \cdot q}{L^4}$$

Om \emptyset är liten är $\frac{\Delta l}{L}$ litet och $\frac{(\Delta l)^3}{L^4} \approx 0$

varför

$$F_R \approx \frac{\Delta l \cdot q}{L^2} - \frac{m \cdot g \cdot \Delta l}{2 \cdot L}$$

Inför vi terminologin från elementen med enbart axiell verkan betecknas den återförande kraften av:

$$F = k \cdot \Delta l$$

vilket ger:

$$2 \left(\frac{\Delta l \cdot q}{L^2} - \frac{m \cdot g \cdot \Delta l}{2 \cdot L} \right) \approx k \cdot \Delta l$$

eftersom kraften fördubblas av två element

eller

$$k \approx \frac{2q}{L^2} - \frac{m \cdot g}{L}$$

Värdet på k kan utnyttjas för att m h a de formler som beskriver egenskaperna för ett system med en frihetsgrad (kapitel 6.8.1.1), beräkna systemets egenfrekvens för horisontella svängningar:

$$f_{nH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2q}{mL^2} - \frac{g}{L}}$$

Samma beräkningsteknik kan naturligtvis också utnyttjas när flera än två element med radiell verkan utnyttjas.

För att dämpa sidledssvängningar kan horisontella dämpare monteras. Är dämparna linjära med känd dämpningskonstant kan den approximativa frekvenskarakteristiken beräknas på samma sätt som för den vertikala upphängningen m h a formlerna i kapitel 6.8.

Observera att förenklingarna som är nödvändiga för att linearisera och ge möjlighet att använda samma formler som för den vertikala upphängningen medverkar till att formlerna inte blir exakta. Felen i approximationerna ökar också när vinkelutslaget \emptyset ökar.

Resonemanget har hittills gällt rörelser i en horisontell frihetsgrad. Är utformningen av den momentupptagande infästningen symmetrisk gäller det ovanstående även när det förekommer rörelse i både x och y-led.

Beräkningarna ovan gäller när elementen är monterade så att de står helt lodrätt i jämviktsläget. Modellen ger möjlighet att placera dessa element med valfri riktning i rymden men beräkningarna för att teoretiskt beräkna approximativ frekvenskaraktistik blir då mycket komplexa och i de flesta fall omöjliga att genomföra.

6.8.2.2 Olinjära element

Element med radiell verkan kan ge ett återförande moment som är olinjärt beroende av utböjningsvinkeln. Det finns många olika möjligheter att utforma denna olinjäritet i teorin och i praktiken.

Det olinjära samband som utnyttjats i simuleringarna bygger på samma princip som för de olinjära element med enbart axiell verkan som beskrivits tidigare.

Böjkonstanten q bestäms av:

$$q = q_0 \left(1 + \left| \frac{\varnothing}{PK1_0} \right|^{PK2_0} \right)$$

där

q_0 = Böjkonstant i jämviktsläget

6.8.2.3 Elementens påverkan på hytten

Ett element med radiell verkan enligt tidigare beskrivning påverkar hytten med en kraft som är riktad mot den riktning elementet skulle haft om det vore obelastat.

Vid beräkningarna har en hjälppunkt (P_H) definierats 1,00 meter från elementets fastsättningspunkt i underlaget, i elementets obelastade riktning. Denna punkt följer underlagets rörelser och visar hela tiden riktningen för elementet om det vore obelastat (figur 16).

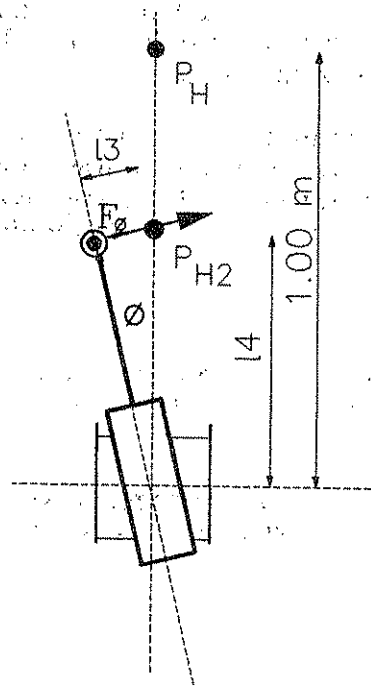


Fig. 16. Element med radiell verkan utböjt vinkeln \varnothing från jämviktsläget.

Vektorn \mathbf{H} tänks från elementets fastsättningspunkt i underlaget till hjälppunktens läge. Komposanterna i \mathbf{H} 's normaliserade riktningsvektor beräknas av:

$$D_{x_H} = x_H - x_B$$

$$D_{y_H} = y_H - y_B$$

$$D_{z_H} = z_H - z_B$$

där i_H = hjälppunktens momentana läge i i-led ($i = x, y, z$).

Elementets utböjningsvinkel \varnothing i förhållande till vektorn \mathbf{H} ges av (Spiegel, 1968):

$$\varnothing = \cos^{-1}(D_x \cdot D_{x_H} + D_y \cdot D_{y_H} + D_z \cdot D_{z_H})$$

Den på hytten verkande kraften, vinkelrätt mot elementet ges som tidigare av:

$$F_{\varnothing} = \frac{q \cdot \varnothing}{L}$$

För att beräkna F_{\varnothing} 's angreppsvinkel i rymden beräknas längderna l_3 och l_4 (figur 16)

$$l_3 = L \cdot \tan \emptyset$$

$$l_4 = \frac{L}{\cos \emptyset}$$

Den från elementet påverkande radiella kraften är riktad mot hjälppunkten P_{H2} vars koordinater bestäms av:

$$x_{PH2} = x_B + l_4 \cdot D_{xH}$$

$$y_{PH2} = y_B + l_4 \cdot D_{yH}$$

$$z_{PH2} = z_B + l_4 \cdot D_{zH}$$

Komponenterna i kraften F_\emptyset 's normaliserade riktningsvektor ges nu av:

$$D_{x\emptyset} = \frac{x_{PH2} - x_c}{l_3}$$

$$D_{y\emptyset} = \frac{y_{PH2} - y_c}{l_3}$$

$$D_{z\emptyset} = \frac{z_{PH2} - z_c}{l_3}$$

När F_\emptyset 's riktning och storlek är känd kan tillskotten i krafter och moment som påverkar hytten i de olika dimensionerna beräknas enligt formlerna för element med axiell verkan.

6.9 Optimeringsteknik

Flerdimensionella optimeringar har utförts med algoritmer som utnyttjar den så kallade evolutionsmetoden. Denna bygger, som namnet antyder, på utvecklingen i naturen med mutationer och urval enligt bestämda principer.

6.9.1 Evolutionsstrategi

Låt μ individer vara föräldrar till λ barn. Välj ut de μ bästa individerna bland barnen och låt dessa vara föräldrar till nästa generation av λ barn. Antalet barn bör vara större eller lika med antalet föräldrar. Vid urvalet kan de bästa individerna sökas bland både föräldrar och barn eller enbart bland barnen. Att välja ut nästa generation både bland föräldrar och avkommor innebär att utvecklingen kan avstanna.

Ett specialfall som kan anpassas till teknisk optimering fås om den bästa individen får bli ensam förälder till nästa generation. Metoden kan utnyttjas som sökalgoritmen vid ett optimeringsproblem där det gäller att bestämma en parametervektor $P = (p_1, p_2, p_n)$ så att $f(P)$ minimeras under givna bivillkor.

Lösningen av optimeringsproblemet startas med att en begynnelseskattning P_0 ansättes. Därefter bildas en ny generation skattningar P_x ur

$$P_x = P_0 + Z \quad x = 1, 2, 3, \dots, \lambda$$

där

$$Z = (z_1, z_2, \dots, z_n) \quad n = \text{antalet parametrar}$$

$$z_i = N(0, s^2)$$

Den parameterskattning P_x som ger bästa värdet på den funktion f som skall optimeras väljs som P_0 för bildandet av en ny generation skattningar. Förfarandet upprepas tills f har optimerats med tillräcklig precision (Rechenberg, 1973).

Ett problem är att välja en lämplig standardavvikelse s . Med ett litet s riskerar man att fastna i lokala minima medan ett stort s kan leda till att nya skattningar ofta hamnar långt ifrån optimum. Valet av s påverkar också konvergenshastigheten. Ett stort s ökar tiden för framtagningen av en optimal lösning. Då det är logiskt att anta att man efter några evolutionsgenerationer närmar sig den optimala lösningen bör därför s minska när man närmar sig optimum.

För att undersöka effektiviteten för algoritmen är det lämpligt att ta fram ett mått på hur snabbt den kan närma sig den optimala punkten. Rechenberg anger talet $\Phi_{1,\lambda}$ som väntevärdet för det lokala framsteget i gradientriktningen för varje generation.

Väntevärdet är naturligtvis beroende av hur $f(P)$ är definierad. I det nedanstående har det antagits att den optimerade funktionens värde är lika för alla punkter som i parameterrymden har samma avstånd till optimum. I en mångdimensionell funktion kan detta antagande ofta vara en tillräckligt god approximation (Muth, 1982). Uppfylls inte detta villkor blir beräkningarna annorlunda men värdena för $\Phi_{1,\lambda}$ överensstämmer relativt väl (Rechenberg, 1973).

$$\Phi_{1,\lambda} = C_{1,\lambda} \cdot s - \frac{ns^2}{2 \cdot R_E}$$

$R_E = |P_i - P_{opt}|$ skattningens avstånd till optimum.

$$C_{1,\lambda} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{\lambda}{2^{\lambda-1}} \int_{-\infty}^{+\infty} z e^{-z^2} (1 - \operatorname{erf}(z))^{\lambda-1} dz$$

där $\operatorname{erf}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-t^2} dt$

R_E är inte känd utan måste antas.

I tabell A finns numeriskt beräknade värden för $C_{1,\lambda}$ med $\lambda = 1-32$.

Tabell A. $C_{1,\lambda}$ som funktion av λ för $\lambda = 1-32$

λ	$C_{1,\lambda}$	λ	$C_{1,\lambda}$	λ	$C_{1,\lambda}$	λ	$C_{1,\lambda}$
1	0	9	1,485	17	1,794	25	1,965
2	0,564	10	1,539	18	1,820	26	1,982
3	0,846	11	1,586	19	1,844	27	1,998
4	1,029	12	1,629	20	1,867	28	2,014
5	1,163	13	1,668	21	1,889	29	2,029
6	1,267	14	1,703	22	1,910	30	2,043
7	1,352	15	1,736	23	1,929	31	2,056
8	1,423	16	1,766	24	1,948	32	2,070

Med normerade storheter

$$\Phi^* = \frac{\Phi \cdot n}{R_E}$$

$$S^* = \frac{S \cdot n}{R_E}$$

som ger

$$\Phi_{1,\lambda}^* = C_{1,\lambda} \cdot S^* - \frac{1}{2} S^{*2}$$

$\Phi_{1,\lambda}^*/\lambda$ är ett mått på förhållandet mellan konvergenshastigheten och antalet beräkningar som måste utföras i varje evolutionssteg. Figur 17 visar $\Phi_{1,\lambda}^*/\lambda$ som funktion av S^* .

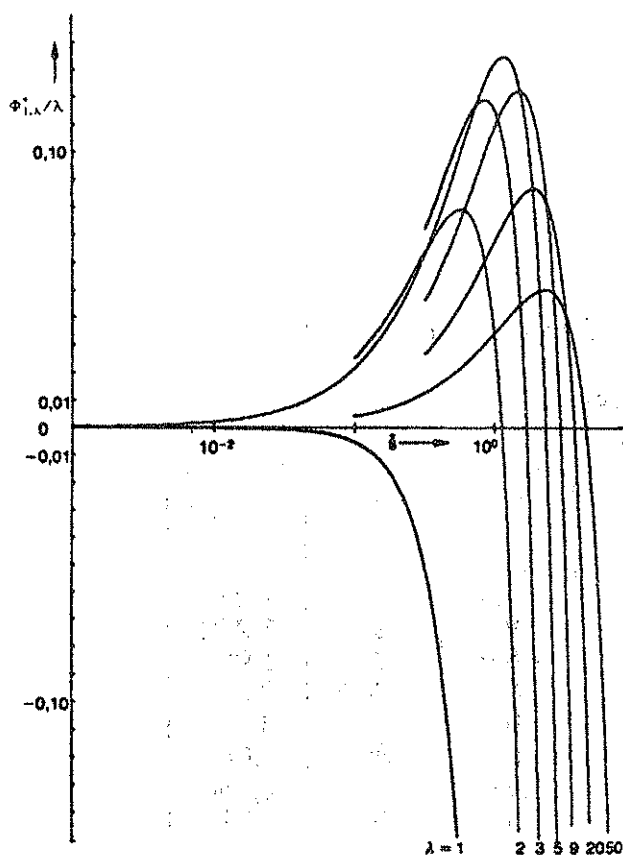


Fig. 17. $\Phi_{1,\lambda}^*/\lambda$ som funktion av s^* med varierande λ .

Figur 17 visar att det för $\lambda > 1$ finns ett område ($\Phi_{1,\lambda}^* > 0$) där nya skattningar i genomsnitt närmar sig optimum. Detta område benämns evolutionsfönster. Figuren visar också att optimal konvergenshastighet uppnås med λ mellan 3 och 9.

Den optimala evolutionssteglängden varierar varför s bör vara en variabel. Det kan vara lämpligt att låta 1/3 av den nya generationen bildas med $s_{i+1} = \alpha \cdot s_i$, 1/3 med $s_{i+1} = s_i$ och 1/3 med $s_{i+1} = s_i/\alpha$ (Muth, 1982). Valet av s_{i+1} som ger det bästa barnet blir sedan utgångspunkt (s_i) för nästa generation. Denna taktik är inte teoretiskt underbyggd men har visat sig fungera bra i praktiken. Som värde för α kan tal mellan 1,1 och 2,0 vara lämpliga.

Konvergenshastigheten beror till stor del på valet av standardavvikelsen för bildandet av första generationen (s_0). Muth uppger att det i vissa fall kan vara lämpligt med försökskörningar för att uppnå optimal s_0 . Ett praktiskt användbart utgångsvärde ges av

$$s_0 = M \cdot \frac{C_{1,\lambda}}{\sqrt{6 \cdot n}}$$

där

M = medianvärdet av systemparametrarnas avvikelse från optimala värdet (antaget).

6.9.2 Tillämpning

Metoden har visat goda konvergenssegenskaper framför allt vid optimeringar i många dimensioner, samtidigt som den har rapporterats vara lättprogrammerad (Rechenberg, 1973, Muth, 1982 och Ahlén et al, 1982). Främst var det metodens goda egenskaper vid mångdimensionella optimeringsproblem som medförde att den utnyttjats för de redovisade optimeringarna.

Evolutionsmetoden arbetar normalt med parameteruppsättningar där alla parametrar ges samma standardavvikelse. Vid optimeringen av en hyttupphängning är storleksordningen på dessa högst varierande. Vid de genomförda optimeringarna har därför varje parameter fått en egen standardavvikelse som ändrats enligt samma principer som tidigare beskrivits. Tillvägagångssättet som motsvarar en typ av skalning av de inblandade parametrarna har medverkat till att ingen ytterligare skalning har behövt genomföras varför programmering och resultattolkning förenklats.

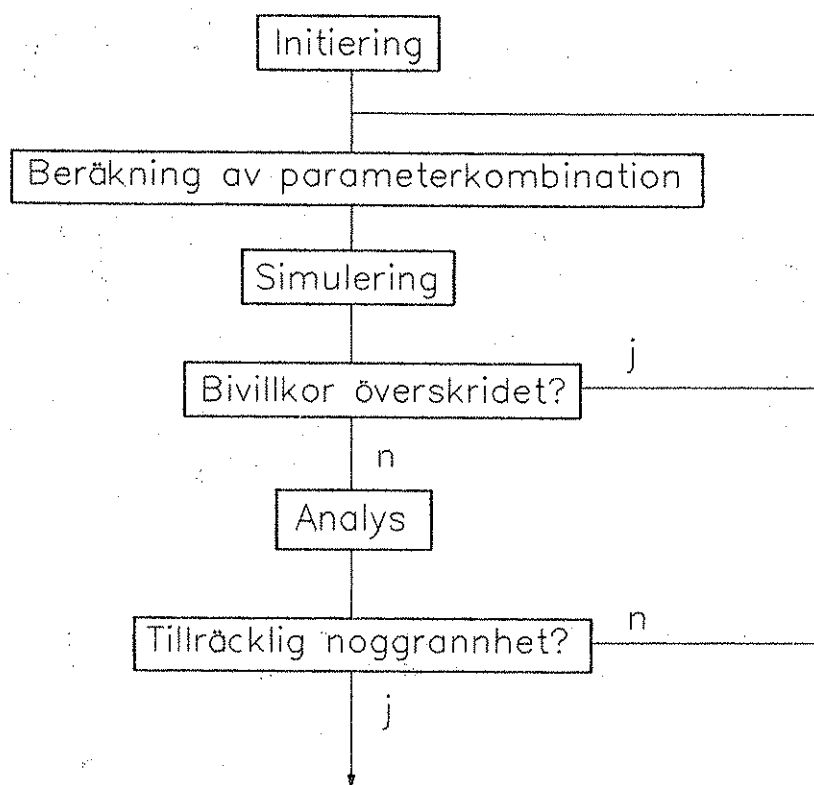


Fig. 18. Schematisk beskrivning av optimeringsprogrammet.

Principen för det använda programmet beskrivs mycket enkelt i figur 18. Optimeringen initieras av en rutin som definierar startvärde för parametrar och standardavvikelser. Den beräknar också den första parameterkombinationen som skall utnyttjas vid simuleringen.

Därefter läser simuleringsprogrammet in parameterkombinationen och utför en simulerad körning på en eller två provbanor. Tidsserierna för de parametrar som senare skall analyseras (vanligen accelerationer och utslag från jämviktsläget) lagras. När simuleringen avslutats analyseras resultaten och lagras, varefter en ny parametergissning görs.

Vid körningarna har det utnyttjats 9 parameterskattningar i varje ny generation. När 9 parameterkombinationer undersökts kan den "bästa" av dessa tas fram och vara bas (förälder) för nästa generation av skattningar. Med den "bästa" menas den som ger det fördelaktigaste värdet på målfunktionen.

Normalt har antalet generationer valts till 50 men har inte tillräcklig noggrannhet nåtts då har ytterligare 10-20 generationer tagits fram.

Vid huvuddelen av körningarna har det definierats bivillkor som bestämt det maximalt tillåtna utslaget från jämviktsläget för hytten i en eller flera dimensioner. När ett bivillkor överskrids vid en simulerad körning (utslaget i upphängningen blir för stort) bryts simuleringen direkt. En ny parameterkombination tas istället fram med samma standardavvikelser och byter ut den som överskred bivillkoren. Detta medför att när den bästa kombinationen av varje generation skall väljas finns det alltid 9 att välja mellan och ingen av dessa har överskridit bivillkoren.

Möjligheten att belasta den parameterkombination som överskridit bivillkoret med en straffsats och inte byta ut den provades men gav problem när den optimala lösningen var nära att överskrida bivillkoren. I vissa fall var då 6-7 av de 9 kombinationerna belastade med en straffsats. Av de återstående 2-3 var det inte säkert att den bästa av dessa förde algoritmen närmare den optimala lösningen utan rutinen blev instabil och hade stora problem att hitta optimum.

Det stora antalet upprepningar av simuleringsprogrammet och resultatanalysen medförde att exekveringstiden för de redovisade optimeringarna var 4-8 dygn beroende på antalet bivillkor. Datorn som användes var en IBM-kompatibel persondator med 80386- och 80387-processorer vilka arbetade med klockfrekvensen 33 MHz.

6.10 Insignal till simulering

Som insignal till den beskrivna simuleringsmodellen krävs en fullständig beskrivning av chassits rörelser vid körning på för normal användning representativa underlag.

Vid simulering i tidsplanet är resultaten helt beroende av den signal som definieras som insignal, varför valet av denna är viktig.

Forskningen för att få fram representativa underlag för standardiserad vibrationsprovning av lantbrukstraktorer ledde till att två olika provbanor togs fram på NIAE (National Institute of Agricultural Engineering) i England (SS-ISO 5008,

1981). Dessa banor är framtagna för att motsvara en typ av genomsnittlig reproducerbar vibrationsbelastning. Att bedöma hur pass representativa dessa banor är för svenska förhållanden och hur ett annat bättre lämpat underlag skulle vara utformat är ett mycket omfattande arbete som inte går att utföra under detta projektet. De standardiserade banorna har utnyttjats därför att de är välkända, reproducerbara och att ingen direkt avgörande kritik har riktats mot deras utformning.

Insignalerna som utnyttjats kommer i huvudsak från två körningar. En signal kommer från den mera jämna banan beskriven i SS-ISO 5008 vid den för banan standardiserade hastigheten 12 km/h. Denna bana är avsedd att motsvara en typ av "genomsnittlig" lantbrukskörning och signalerna från denna kommer att utnyttjas vid framtagningen av en upphängning som "i genomsnitt" ger föraren det bästa vibrationsskyddet.

Vid undersökning av genomslagsrisk och extrema belastningar vid körning på mycket ojämnt underlag har signaler uppmätta vid körning på den grovare provbanan (SS-ISO 2631) använts. För att få extrema vibrationsvärden ökades hastigheten från den standardiserade 5 km/h till 6 km/h. De vibrationer som uppstår vid denna körning bedöms motsvara den högsta vibrationsnivå där föraren fortfarande har full kontroll över fordonet.

Traktorn som mätningarna utfördes på var en Volvo-BM T-650. Traktordata återfinns i bilaga 12.1. För att fullständigt beskriva chassits rörelser krävs mätningar i 6 frihetsgrader. Preliminära mätningar visade dock att chassits rotationsvibrationer runt z-axeln var mycket små och kunde bortses ifrån. Därför har mätning skett av rätlinjig rörelse i x-, y- och z-riktningarna samt rotationsrörelse runt x- och y-axeln.

Fem accelerometrar användes för mätning av chassits rörelser. En treaxlig givare mätte de rätlinjiga accelerationerna. För framtagning av rotationsaccelerationerna runt x-axeln utnyttjades en givare som mätte accelerationen i z-led och placerades rakt i sidled i förhållande till den treaxliga givaren. Skillnaden mellan denna givares signal och en av signalerna från den treaxliga givaren delades sedan med avståndet mellan accelerometrarna för att få rotationsaccelerationen i rad/s^2 . Rotationsaccelerationerna runt y-axeln togs fram på motsvarande sätt med en femte accelerometer.

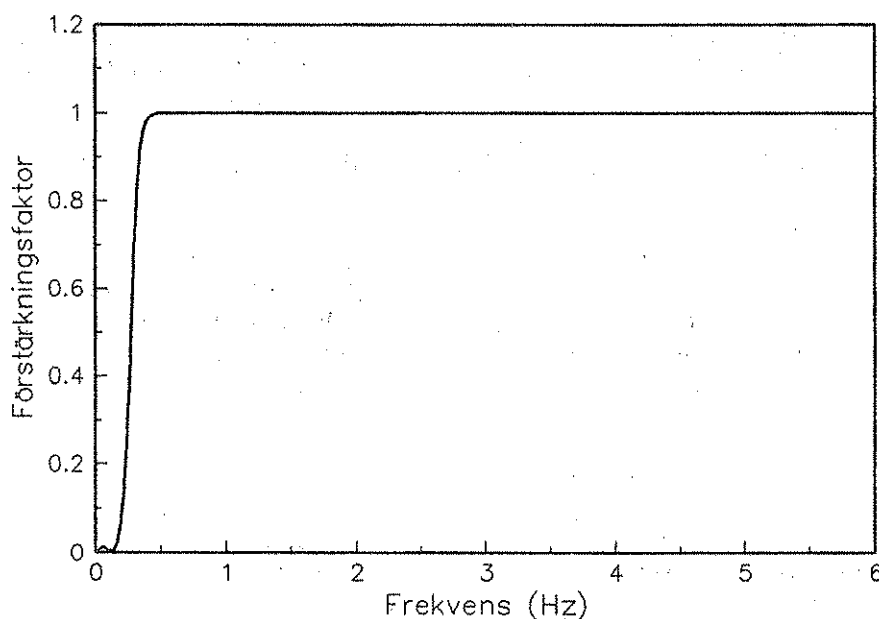


Fig. 19. Förstärkningsfaktor som funktion av frekvensen för 6:e ordningens Butterworth högpasfilter med brytfrekvens vid 0,3 Hz.

De uppmätta accelerationerna digitaliserades och integrerades för att få fram underlagets momentana hastighet och läge. Den dubbla integreringen förstärkte även mycket små mätfel och nollpunktsfel varför det var nödvändigt att högpasfiltrera signalen med ett 6:e ordningens Butterworth-filter med brytfrekvens vid 0,3 Hz (figur 19). Genom att filtrera signalen två gånger med omvänd riktning andra gången undveks att fasvrider signalen. Signalens effektinnehåll under 0,5 Hz var mycket litet, varför denna filtrering inte påverkade den verkliga rörelsen något nämnvärt.

Nedan följer en summering av insignalens RMS-värde. Vibrationerna är omräknade till en punkt i traktorns mittlinje 1,5 m över marken 0,6 meter framför bakaxeln.

Tabell B. Insignalernas vibrationsnivåer omräknade till en punkt i traktorns mittlinje 1,50 meter över marken 0,6 meter framför bakaxeln.

Riktning	Vibrationsnivå RMS ($\text{m/s}^2 \text{ rad/s}^2$)			
	Jämn bana		Grov bana	
	ISO 2631	Ovägt	ISO 2631	Ovägt
x	0,79	1,11	1,87	2,02
y	1,03	1,68	1,34	1,92
z	1,76	2,16	3,06	4,07
x _{rot}	-	1,92	-	2,33
y _{rot}	-	1,47	-	1,88
summavektor	2,52	-	4,44	-

6.11 Basupphängning

En hyttupphängnings funktion bygger på ett stort antal parametrar. När inverkan av en eller ett fåtal av dessa skall undersökas är det viktigt att de övriga kan hållas konstanta för att resultaten skall bli enkla att tolka. De redovisade simuleringarna är oftast utformade så att från en basupphängning varieras olika parametrar och inverkan av denna variation analyseras.

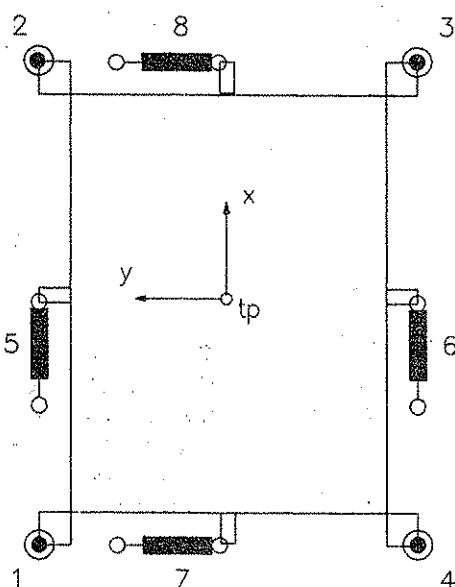


Fig. 20. Principskiss över basupphängning sedd uppifrån.

Basupphängningen som utnyttjas är beskriven i figur 20. Hytten är ställd på 4 vertikalt stående element vilka har kombinerad axiell och radiell verkan (element 1-4) (se även fig 28). Elementens axiella verkan på hytten tar då i huvudsak upp rörelser i z-led samt rotationsrörelser runt x- och y-axeln. Horisontella dämparelement (element 5-8 i fig) utnyttjas tillsammans med de vertikala elementens radiella kraftpåverkan för dämpningen av rörelser i horisontalplanet.

Den axiella verkan för element 1-4 är utförd så att egenfrekvensen i z-led blir 1.0 Hz och dämpningen olinjär med $R_0 = 0,4$, $PK1_{cv} = 0,06$ m och $PK2_{cv} = 2$ (kvaradratisk dämpnings-progressivitet). Den elastiska infästningen i underlaget för element 1-4 är utförd så att egenfrekvensen i x- och y-led blir 0,75 Hz och de horisontella dämparna (element 5-8) är definierade som linjära och inställda så att dämpningsgraden i de horisontella riktningarna blir 0,8.

Samtliga upphängningselement har en definierad längd i jämviktsläget på 0,40 meter. Koordinaterna för upphängningselementens infästningspunkter i hytt och underlag vid stillastående och jämvikt är redovisade i tabell C. I tabellen framgår bl a att samtliga elements infästningspunkter i hytten är definierade i höjd med tyngdpunkten.

Tabell C. Koordinaterna för upphängningselementens fastsättning i hytt och underlag relativt hyttens tyngdpunkt för basupphängning.

Element	Hytt			Underlag		
	x (m)	y (m)	z (m)	x (m)	y (m)	z (m)
1	-1,00	0,60	0	-1,00	0,60	-0,40
2	1,00	0,60	0	1,00	0,60	-0,40
3	1,00	-0,60	0	1,00	-0,60	-0,40
4	-1,00	-0,60	0	-1,00	-0,60	-0,40
5	0	0,60	0	-0,40	0,60	0
6	0	-0,60	0	-0,40	-0,60	0
7	-1,00	0	0	-1,00	0,40	0
8	1,00	0	0	1,00	0,40	0

Den relativt symmetriska geometriska utformningen av upphängningen är vald eftersom den ger möjlighet att beräkna approximativa egenfrekvenser och dämpningsgrader i de olika fria svängnings-dimensionerna. Detta gör resultaten approximativt tillämpbara även när upphängningselementen har annorlunda fysisk utformning än de som utnyttjats i simuleringarna. Utnyttjandet av osymmetriska och sneda element i basupphängningen hade medverkat till att resultaten varit relaterade till direkta siffervärde på upphängningskonstanterna och därför mera svårtolkade och ej allmänt tillämpbara.

Egenskaperna för den hytt som utnyttjats var följande:

$$I_{xx} = 444 \text{ kgm}^2$$

$$I_{yy} = 506 \text{ kgm}^2$$

$$I_{zz} = 213 \text{ kgm}^2$$

$$m = 580 \text{ kg}$$

Läge för hyttens tyngdpunkt:

x-led: 0,60 meter framför bakaxeln

y-led: på traktorns centrumlinje

z-led: 1,50 meter över marken

Vid beräkning av hyttens egenskaper är förarens påverkan inräknad. Det antas att förarens rörelser har försumbar inverkan på hyttens egenskaper.

7 MODELLVALIDERING

7.1 Teoretisk undersökning av amplitudkaraktistik och koherens

För en linjär upphängning med en frihetsgrad kan frekvenskaraktistiken för överföringen av rörelser mellan hytt och chassi bestämmas om man känner upphängningens egenfrekvens och dämpningsgrad. I kapitel 6.8 redogörs för hur detta görs approximativt för horisontella och vertikala riktningar även i en upphängning som den basupphängning som tidigare beskrivits.

I upphängningar med flera frihetsgrader påverkas normalt överföringen av rörelser i en dimension också av rörelserna i andra dimensioner varför beräkningarna blir mera komplexa och inga analytiska samband finns. I upphängningar med något eller några olinjära samband kan heller inte frekvenskaraktistiken beräknas exakt.

Vibrationstransmissionen kan alltså beräknas analytiskt för vissa förenklade fall. Genom att definiera ett sådant fall för simuleringsprogrammet och analysera den av modellen framtagna amplitudkaraktistiken med den teoretiska kan simuleringsprogrammets beräkningsalgoritmer kontrolleras och verifieras.

Genom att också undersöka hur amplitudkaraktistiken ser ut när upphängning och insignal definierats för tredimensionell rörelse och vibrationsdämpning fås dessutom ett mått på hur mycket de ytterligare rörelseriktningarna påverkar överföringen av vibrationer. De använda upphängningselementen måste fortfarande ha linjära karakteristika för att inte ytterligare olinjaritet skall påverka.

För att få ett mått på hur väl det analyserade systemet anknyter till det perfekt linjära och vid vilka frekvenser ev avvikelser finns har också koherensen mellan in- och utsignal beräknats.

7.1.1 Vertikala rörelser

7.1.1.1 Förutsättningar

Amplitudkaraktistiken för vertikala rörelser i en upphängning som den beskriven i kapitel 6.11 har undersökts. De vertikala upphängningselementen har givits en linjär karaktistik för egenfrekvensen 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2 beräknat enligt formlerna i kap 6.8.

Vid de endimensionella körningarna har chassits rörelse i vertikalled definierats som den vertikala rörelsen för en punkt rakt under hyttens tyngdpunkt vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

Accelerationerna i vertikalled på underlaget och vid hyttens tyngdpunkt utnyttjades sedan för att ta fram amplitudkaraktistik och koherens för frekvenser mellan 0-5 Hz, vilket bedömdes vara det intressanta området. Den simulerade körtiden begränsades till 20 s vilket gav dataserier på ca 4 000 värden. För att FFT-algoritmen skulle ge bra noggrannhet med många punkter inom det intressanta området lades 4 körningar efter varandra, vilket gav dataserier på ca 16 000 punkter. Vid sammanslagningen av signalerna användes ett Hanning-fönster för att minimera kanteffekterna.

De efterfrågade parametrarna beräknades sedan med hjälp av programpaketet Matlabs Spectrum-funktion, vilket ställdes in för att utnyttja ett 8192-punkters fönster med 4 000 punkters överlapp vid beräkningarna.

Samma analys gjordes också på en simulering där underlagets rörelse hämtades från en körning på Bana 1 i 12 km/h och alltså var 3-dimensionell. Den vertikala egenfrekvensen var också här 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2 medan den horisontella egenfrekvensen var 1,0 Hz med dämpningsgraden 0,5. Som mått på underlagets rörelse utnyttjades här hytt-tyngdpunktens tänkta rörelse om förbindelsen mellan hytt och underlag varit stel.

7.1.1.2 Resultat

I figur 21 redovisas upphängningens amplitudkaraktistik vid svängningar i enbart det vertikala planet tillsammans med den teoretiskt beräknade. I figur 22 finns koherensen för samma data redovisat. Resultaten för simuleringen med 3-dimensionell underlags-rörelse finns också i dessa diagram.

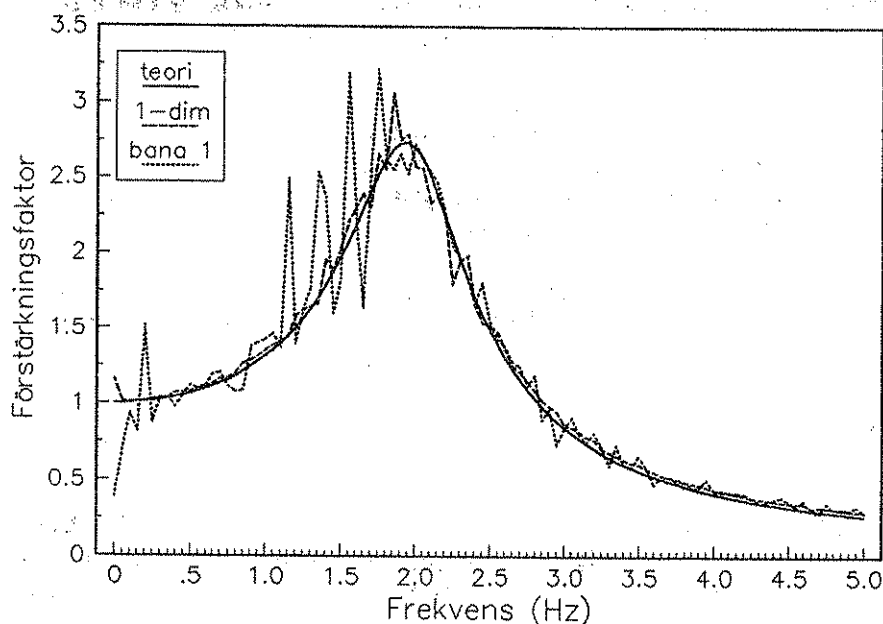


Fig. 21. Amplitudkaraktistik för överföring av vibrationer i z-led enligt teorin och enligt simuleringsmodell för upphängning med vertikala egenfrekvensen 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2.

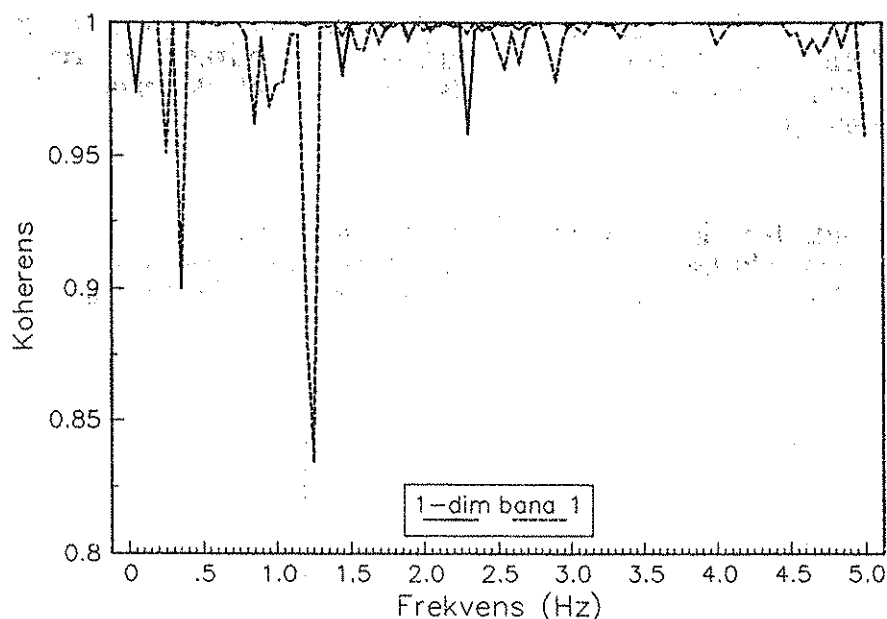


Fig. 22. Koherensen för överföring av vibrationer i z-led enligt teorin och enligt simuleringsmodell för upphängning med vertikala egenfrekvensen 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2.

7.1.1.3 Tolkning

Amplitudkaraktistiken stämmer mycket väl med den teoretiskt beräknade och koherensen avviker bara något från optimalvärdet 1,0 när underlaget enbart svänger i en dimension.

Som väntat avviker kurvorna mera från de teoretiska när underlaget ges en verklig 3-dimensionell rörelse, beroende på att rörelserna i de övriga dimensionerna påverkar den vertikala fjädringens verkanslinjer och vertikala komponenter. Avvikelserna syns också på koherensen som har lägre värden än vid det 1-dimensionella fallet speciellt vid frekvenser under 1,5 Hz.

Ett område med något lägre koherens återfinns vid frekvenser runt 1,0 Hz vilket kan bero på samverkan med den vertikala upphängningen vars egenfrekvens var just 1,0 Hz.

7.1.2 Horisontella rörelser

7.1.2.1 Förutsättningar

Samma undersökning som för vertikala rörelser utfördes också för horisontella rörelser. De upphängningsparametrar som påverkar den horisontella karakteristiken definierades så att den horisontella egenfrekvensen blev 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2 enligt formler i kap 6.8.

Chassits rörelser definierades för att motsvara rörelsen i y-led för en punkt i höjd med hyttens tyngdpunkt vid körning på Bana 1 i 12 km/h. Rörelserna i de övriga dimensionerna nollställdes. Analysen skedde på samma sätt som för en-dimensionella vertikala rörelser.

Försöken utfördes också med 3-dimensionell rörelse på underlaget enligt körning på Bana 1 i 12 km/h. Den horisontella egenfrekvensen var oförändrad = 2,0 Hz och den vertikala upphängningen gavs en karakteristik med egenfrekvensen 1,0 Hz och dämpningsgraden 0,5.

7.1.2.2 Resultat

I figur 23 redovisas amplitudkarakteristiken vid svängningar enbart i y-riktningen tillsammans med den teoretiskt beräknade. I figur 24 finns koherensen för samma data redovisat. Resultaten för 3-dimensionell underlags-rörelse finns också i dessa diagram.

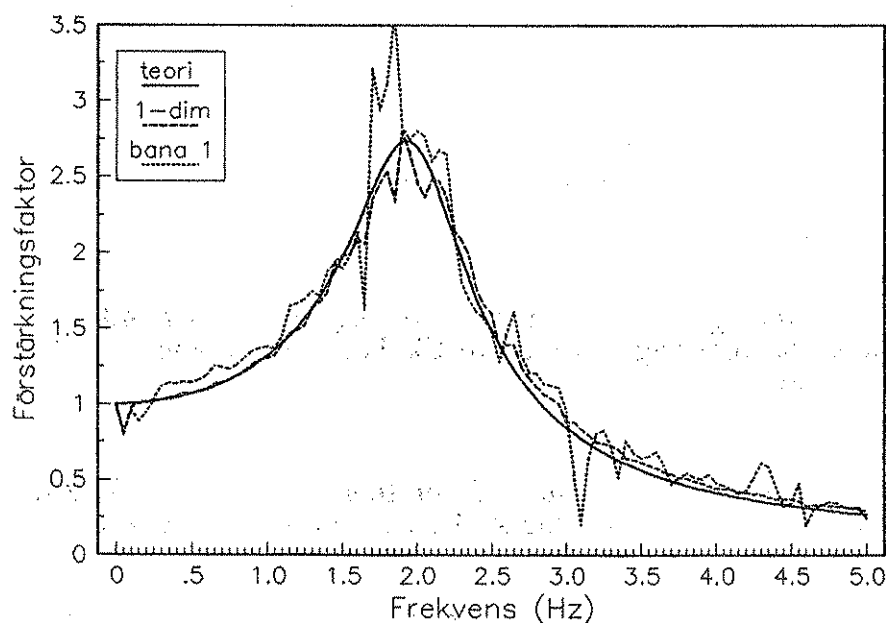


Fig. 23. Amplitudkarakteristik för överföring av vibrationer i y-led enligt teorin och enligt simuleringsmodellen för upphängning med horisontella egenfrekvensen 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2.

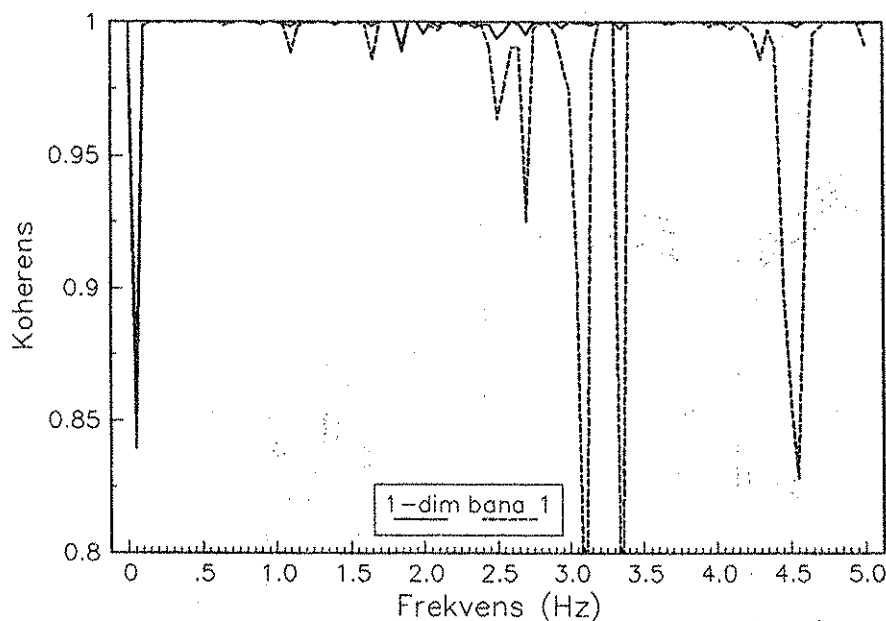


Fig. 24. Koherensen för överföring av vibrationer i y-led enligt teorin och enligt simuleringsmodell för upphängning med horisontella egenfrekvensen 2,0 Hz och dämpningsgraden 0,2.

7.1.2.3 Tolkning

Amplitudkaraktistiken och koherensen följer mycket väl de teoretiska värdena när underlaget bara ges en endimensionell rörelse. Avvikelserna är dock något större än vid rena vertikala svängningar, vilket kan förklaras av att formlerna för beräkning av upphängningens horisontella egenfrekvens bygger på antagandet om små utslag och därför inte blir helt exakta.

Amplitudkaraktistik och koherens blir liksom för de vertikala rörelserna helt naturligt mera varierande när rörelserna är 3-dimensionella, men överensstämmer fortfarande väl med den teoretiska kurvan.

7.2 Validering mot praktiska försök

För att utprova den hyttupphängningsprincip som behandlats teoretiskt tidigare i rapporten byggdes en fullskalemodell av hytt och upphängning vilken också utnyttjades vid valideringen av modellen. Modellhytten bestod av en skalkonstruktion med last av blyvikter vilka var placerade och beräknade för att hyttens massa och tröghetsmoment skulle vara lika med värdena för en normal traktorhytt. Hytten var upphängd i en omgivande rigg vilken var avsedd att motsvara traktorhas-sit (se figur 25).

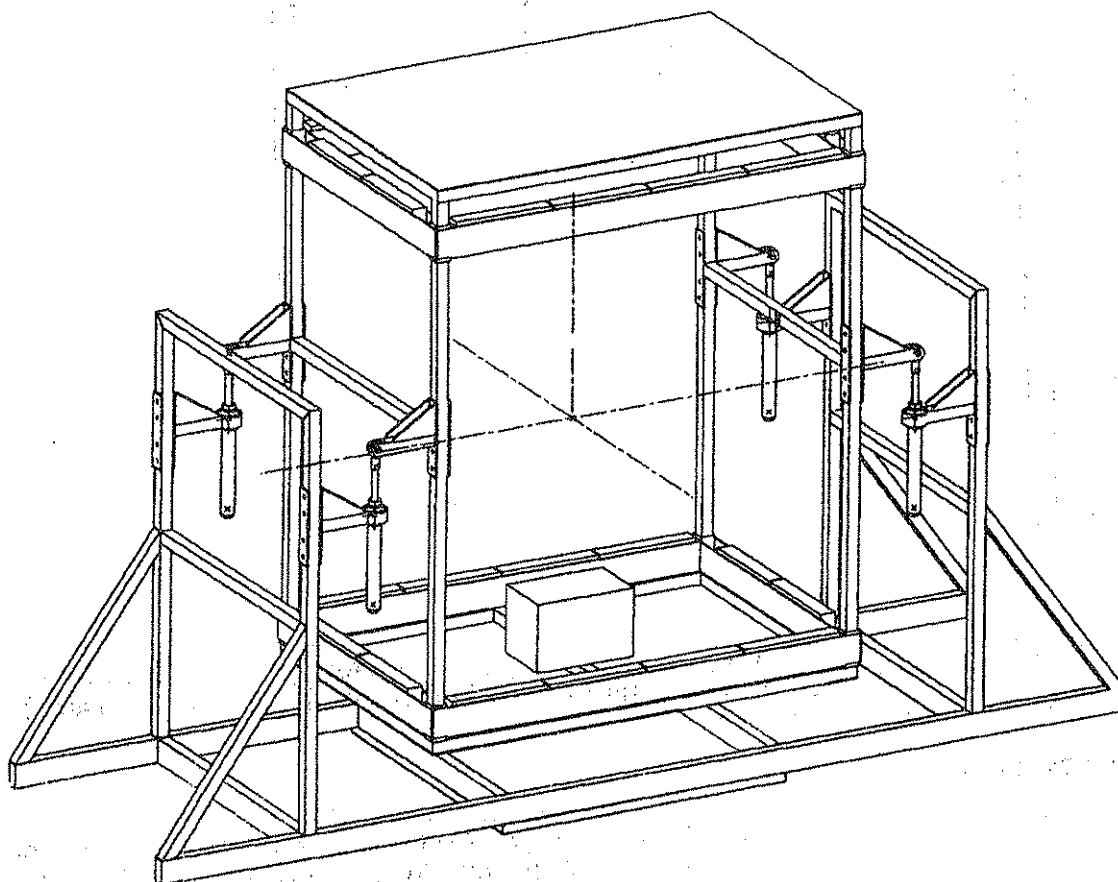


Fig. 25. Modell av hytt och upphängning som utnyttjades för valideringsmätningar. De horisontella dämparelementen är ej utsatta.

Riggen med hytt och upphängning var avsedd att placeras på ett hydrauliskt skakbord med möjlighet att kontrollera rörelsen i x-, y- och z-led samt rotationsrörelsen runt x- och y-axlarna.

Förbindelsen mellan hytt och "chassi" var i huvudsak utformad enligt den princip som tidigare beskrivits och så att flertalet parametrar skulle vara möjliga att enkelt variera. Flertalet av modellhyttens parametrar var också varierbara, eftersom de belastande blyvikterna gick att förflytta.

Vid valideringsmätningarna som utfördes på Luleå Tekniska Högskola mättes vibrationerna på hytt och underlag under en definierad tidsperiod när riggen var placerad på det vibrerande skakbordet. Därefter mättes alla upphängningsparametrar och matades in till simuleringsprogrammet.

När underlagets rörelse och alla parametrar var kända fick simuleringsprogrammet beräkna vibrationerna som fortplantade sig till hytten. Genom att jämföra den framräknade rörelsen med den i verkligheten uppmätta gavs en möjlighet att bedöma simuleringsprogrammets beräkningsalgoritm.

Eftersom syftet med de redovisade mätningarna var att validera simuleringsmodellens algoritmer var valet av geometriska parametrar och upphängningskarakteristik inte på något sätt optimerat när mätningarna utfördes.

7.2.1 Uppmätning av hyttens egenskaper

Den hytt som användes vid försöken konstruerades med hjälp av CAD-programmet CATIA vilket också beräknade hyttens tröghetsmoment. Eftersom vissa ändringar i konstruktionen utfördes i efterhand, och som en kontroll, mättes hyttens massa, tyngdpunktsläge och tröghetsmoment efter försökens genomförande.

Hyttens massa mättes med hjälp av en dragkraftgivare. Tyngdpunktens läge i x- och y-led var på grund av symmetri beläget exakt mitt i hytten. Rotationströghetsmomentet (I_{xx} , I_{yy} och I_{zz}) mättes genom att hänga upp hytten som en pendel och mäta svängningstiden enligt figur 26 (Harris, 1988).

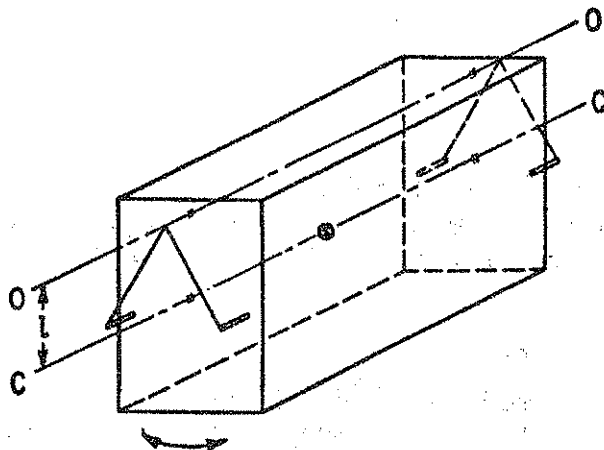


Fig. 26. Beskrivning av metod för att mäta en kropps tröghetsmoment relativt en axel genom tyngdpunkten.

Tröghetsmomentet I_{cc} med avseende på en axel C - C genom kroppens tyngdpunkt ges av:

$$I_{cc} = m l^2 \left[\left(\frac{\tau_0}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{g}{l} \right) - 1 \right]$$

där

τ_0 = svängningstiden

l = avstånd mellan O - O och C - C.

Noggrannheten är beroende av hur nogga l kan bestämmas. Genom att utföra ett andra försök med en annan stödaxel O' - O' där $l' = l + \Delta l$ och perioden τ'_0 kan l beskrivas som en funktion av Δl :

$$l = \Delta l \left[\frac{(\tau_o'^2 / 4\pi^2)(g / \Delta l) - 1}{((\tau_o'^2 - \tau_o'^2) / 4\pi^2)(g / \Delta l) - 1} \right]$$

Värdet på l stoppas sedan in i den första formeln. Värdet kan också utnyttjas för att ta fram tyngdpunktens läge i z-led.

De uppmätta rotationströghetsmomenten blev:

$$I_{xx} = 392 \text{ kgm}^2$$

$$I_{yy} = 469 \text{ kgm}^2$$

$$I_{zz} = 274 \text{ kgm}^2$$

och hyttens massa

$$m = 640 \text{ kg}$$

7.2.2 Upphängningens geometri och verkansprincip

Den försöksupphängning som utnyttjades för valideringsmätningarna var i huvudsak konstruerad enligt samma princip som tidigare provats i de teoretiska beräkningarna.

7.2.2.1 Vertikal fjädrings- och dämpningskaraktistik

Hyttens vertikala avfjädring skedde med vertikalt stående element enligt figur 28. Elementen var oljefyllda och parvis ihopkopplade till en gasackumulator enligt figur 27.

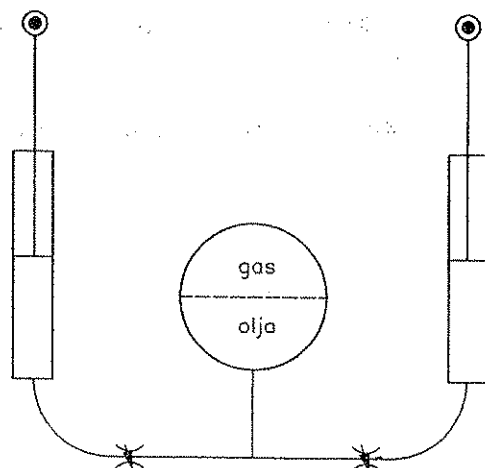


Fig. 27. Principskiss över två sammankopplade vertikala upphängningselement.

Sammankopplingen var utförd så att de två bakre elementen var kopplade till en ackumulator och de två främre till en annan. Konstruktionen medför att om hyttens tyngdpunkt är placerad lägre än ett plan genom de vertikala elementens fastsättningspunkter i hytten får hytten en självhorisonterande funktion för vridningar runt underlagets x-axel. Är hyttens tyngdpunkt placerad högre än detta plan blir upphängningen instabil och därmed oanvändbar.

Eftersom två element var kopplade till en gemensam gasmängd blev fjädringskraften från vardera av elementen en funktion av den sammanlagda längden för båda elementen. Sambandet blir p g a gaskompressionen olinjärt. Gas- och oljemängd i elementen kunde enkelt varieras och därigenom ge elementen andra karakteristika.

Dämpningen i de vertikala elementen bestämdes av en strypning på vardera elementens hydraulledning till gasackumulatorn samt en inre strypning. Utförandet medförde att dämpningen blev olika för drag- och tryckriktningen.

7.2.2.2 Horisontell dämpnings- och fjäderkarakteristik

De vertikala elementen var vid valideringsmätningarna fastsatta i underlaget enligt samma princip som beskrivits och teoretiskt undersökts i kapitel 6. Fastsättningen var alltså utförd med gummibussningar som tillät elementen att ändra vinkel i förhållande till underlaget (se figur 28). När elementen böjs ifrån sitt jämviktsläge påverkas hytten med en återförande radiell kraft som är en funktion av utböjningsvinkeln.

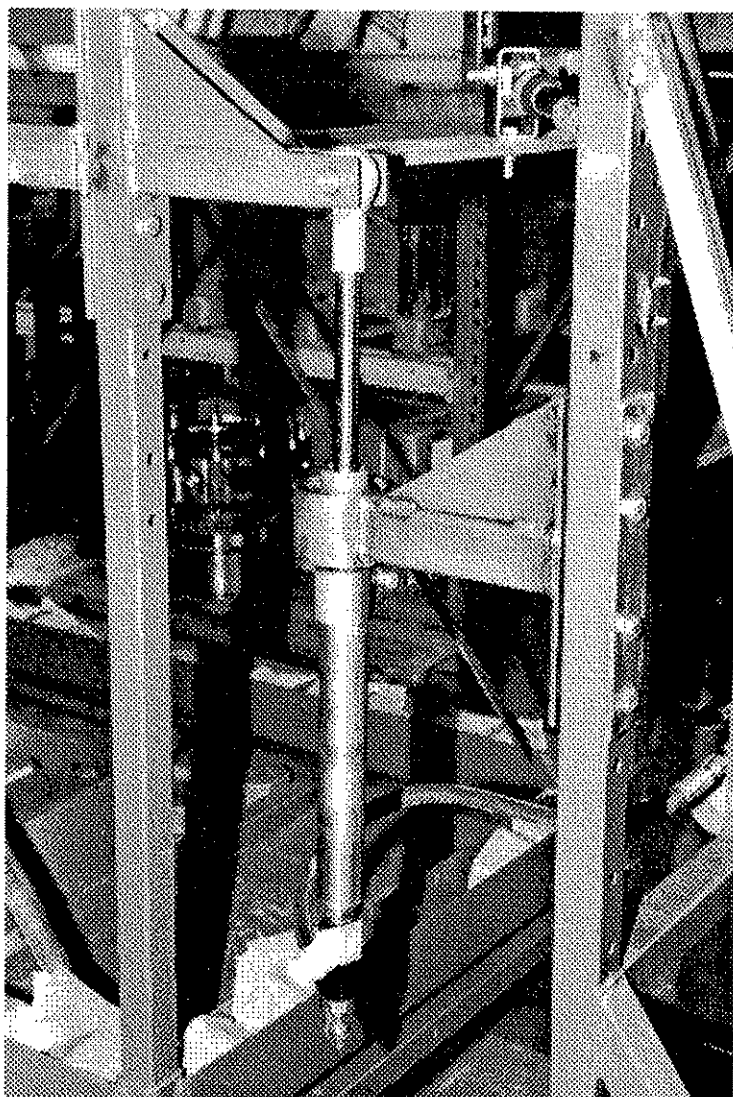


Fig. 28. Vertikala upphängningselement.

För dämpningen av rörelser i x- och y-led utnyttjades 4 standard-stötdämpare som placerades liggande vågrätt ungefär i höjd med de vertikalt stående elementens infästningspunkter i hytten. Stötdämparna var placerade två bak och två fram, vinklade 45° mot körriktningen enligt figur 29 för att få symmetrisk dämpning av rörelser i x- och y-led.

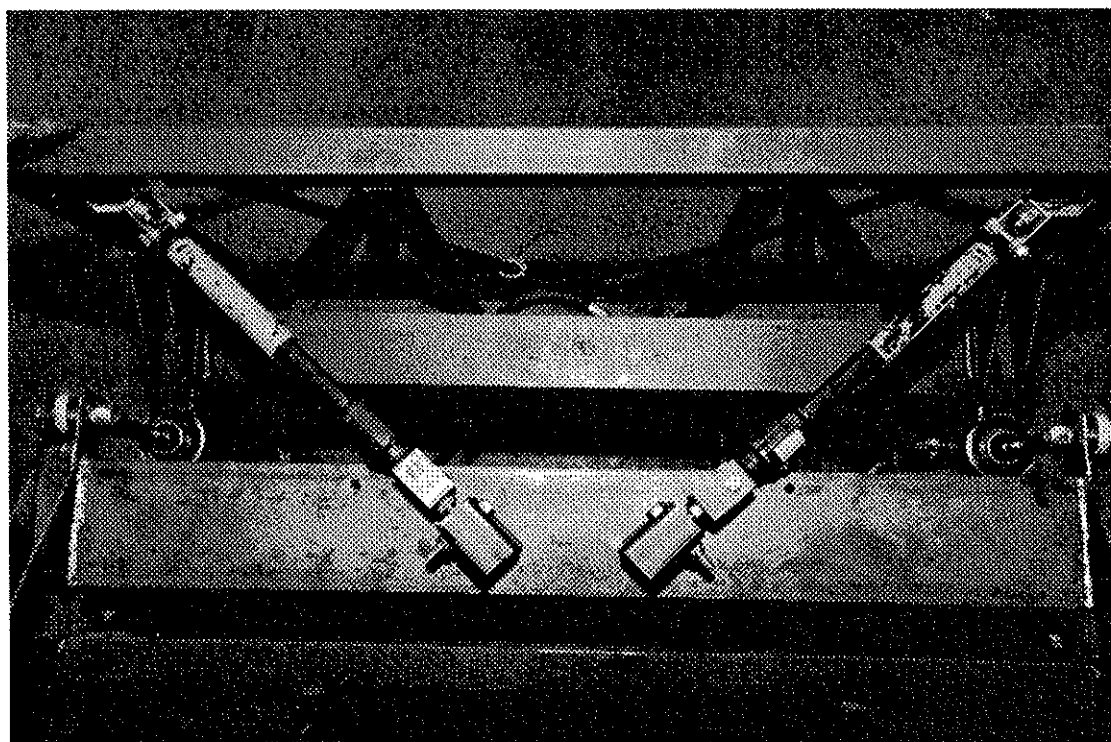


Fig. 29. Horisontellt verkande dämparelement (sedda uppifrån).

7.2.3 Infästningspunkter

I tabell D återfinns koordinaterna för upphängningselementens fastsättning i hytt och underlag relativt hyttens tyngdpunkt när hytten är stillastående och i jämvikt. Mätningar utfördes med olika gas- och vätskemängd i elementen och därmed olika jämviktsläge, men de redovisade värdena beskriver inställningen när valideringsmätningarna utfördes.

Tabell D. Koordinaterna för upphängningselementens fastsättning i hytt och underlag relativt hyttens tyngdpunkt

Element	Hytt			Underlag		
	x	y	z	x	y	z
	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
1	-0,95	0,48	0,45	-0,95	0,48	0,18
2	0,95	0,48	0,45	0,95	0,48	0,18
3	0,95	-0,48	0,45	0,95	-0,48	0,18
4	-0,95	-0,48	0,45	-0,95	-0,48	0,18
5	-0,85	0,11	0,53	-1,17	0,43	0,46
6	0,85	0,11	0,53	1,17	0,43	0,46
7	0,85	-0,11	0,53	1,17	-0,43	0,46
8	-0,85	-0,11	0,53	-1,17	-0,43	0,46

7.2.4 Uppmätning av fjäder- och dämparkarakteristik

För att simuleringsprogrammet skall ha en möjlighet att beräkna överföringen av rörelser från traktorchassi till hytt krävs en komplett beskrivning av alla parametrar i den upphängning som utnyttjas. Samtliga fjäder- och dämparelement som utnyttjades vid valideringsmätningarna måste därför mätas upp och deras verkningsätt programmeras in.

7.2.4.1 De vertikala elementens fjäder- och dämparkarakteristik

De vertikala elementen var vid valideringsmätningarna sammankopplade i par med gemensam fjädrande gasvolym, varför den statiska tryckkraften var beroende av den sammanlagda längden av de ihopkopplade elementen. Dämpningen i ett element var dock oberoende av läge och rörelse för de andra.

För provningarna utnyttjades en mätuppställning enligt figur 30. Det uppmätta elementet var kopplat mot en hydraulkolv som tryckte ihop resp drog ut elementet beroende på oljeflödet till kolven. Kolven hade genomgående kolvstång för att samma rörelse skulle uppnås i båda riktningarna vid konstant flöde. Oljeflödet till kolven bestämdes av en elektrisk proportionalventil monterad på ett hydraulaggregat (Hansson, 1989). Mellan kolv och element var monterad en tryckkraftgivare för att momentant mäta kraften mellan kolv och element. I serie med kolven var också placerad en potentiometer för mätning av kolvens läge.

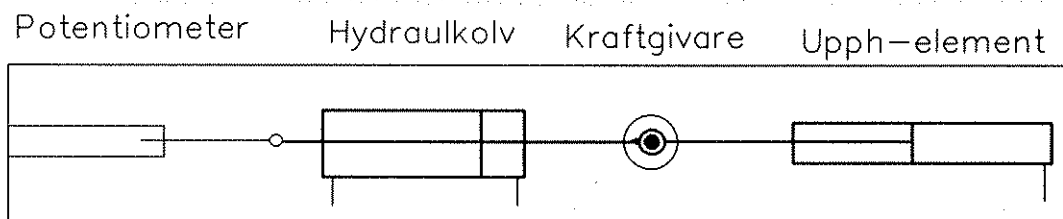


Fig. 30. Mätuppställning för mätning av fjäder- och dämparkarakteristik.

Signalerna från dragkraftgivaren och potentiometern kopplades till en mät dator som skötte datainsamlingen. Vid de dynamiska mätningarna styrde datorn m h a potentiometersignalen spänningen till proportionalventilen och därmed oljeflödet till kolven som automatiskt gavs en fram- och återgående rörelse. Oljeflödet till kolven var också möjligt att ställa manuellt.

Elementets fjäderkarakteristik mättes genom att ställa kolven i olika lägen och ta fram tryckkraften som funktion av båda elementens längd (figur 31).

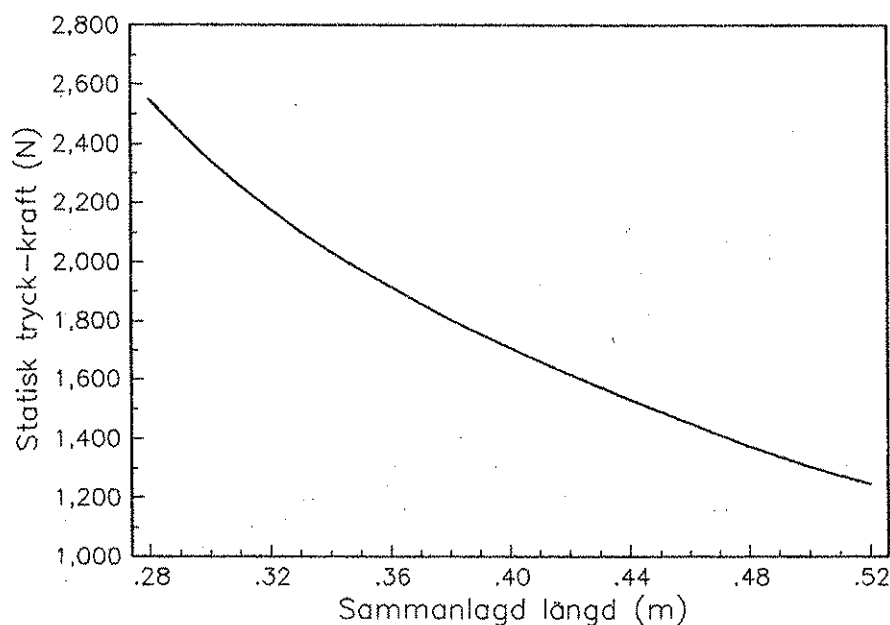


Fig. 31. Statisk tryckkraft som funktion av sammanlagd längd av två samman-kopplade element.

Den dynamiska kraften beräknades genom att från den totala kraften när elementet rörde sig dra ifrån den statiska komponenten bestämd enligt ovan. Med potentiometern kunde hastigheten vid varje tidpunkt beräknas och samband mellan dämpningskraft och hastighet tas fram (figur 32). De utnyttjade dämparna var konstruerade för att vara linjära i det normala arbetsområdet men med progressiv verkan mot ändlägena. Vid validerings-mätningarna utnyttjades dock bara det linjära området.

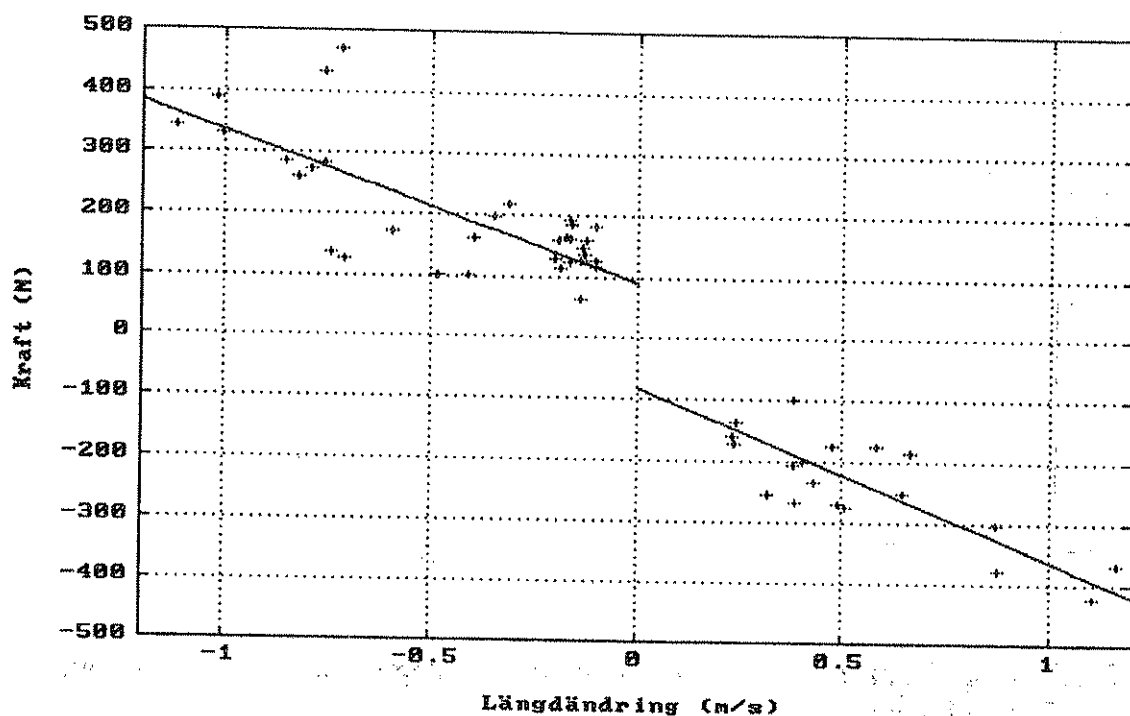


Fig. 32. Dämpningskraft som funktion av längdändring för provat element (enskilda mätpunkter och anpassade räta linjer).

Vid negativa hastigheter blev den anpassade ekvationen för dämpningskraften:

$$F_D = 92,2 - 242,6 l'$$

där

l' = elementets längdändringshastighet

och vid positiva hastigheter

$$F_D = -80,8 - 281,9 l'$$

om krafterna räknas positiva i elementets tryckriktning.

Punkternas relativt stora spridning samt att dämpningen avviker från noll vid låga hastigheter tyder på att en del okontrollerbar friktion och s k slip-stick-tendenser förekommer i elementen. Dessa tendenser är störst när elementen trycks ihop.

7.2.4.2 Uppmätning av horisontellt påverkande parametrar

Böjkonstanten för de gummielement som bestämmer fjädringen i horisontalled mättes med hjälp av en uppställning beskriven i figur 33. Bussningen belastades

med ett vridmoment och vinkelavvikelsen mot jämviktsläget mättes. Gummi-elementet belastades samtidigt med 25 % av hyttens vikt rakt nedåt (m_1) eftersom man kan anta att egenskaperna förändras när en axiell kraft påverkar, vilket är fallet i hyttupphängningen. Den extra belastningen var upphängd i bussningens centrum för att inte påverka mätresultatet i övrigt.

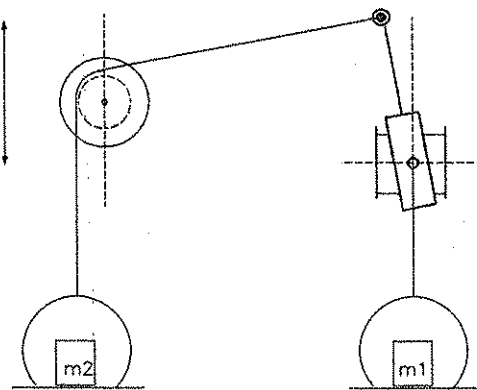


Fig. 33. Principskiss över uppställning vid mätning av gummi-elementets böjkons-tant.

Efter varje mätning avlastades gummit i 60 s för att inte eventuella krypnings-tendenser i bussningen skulle påverka resultatet. Utböjningen som funktion av belastande vridmoment återfinns i figur 34.

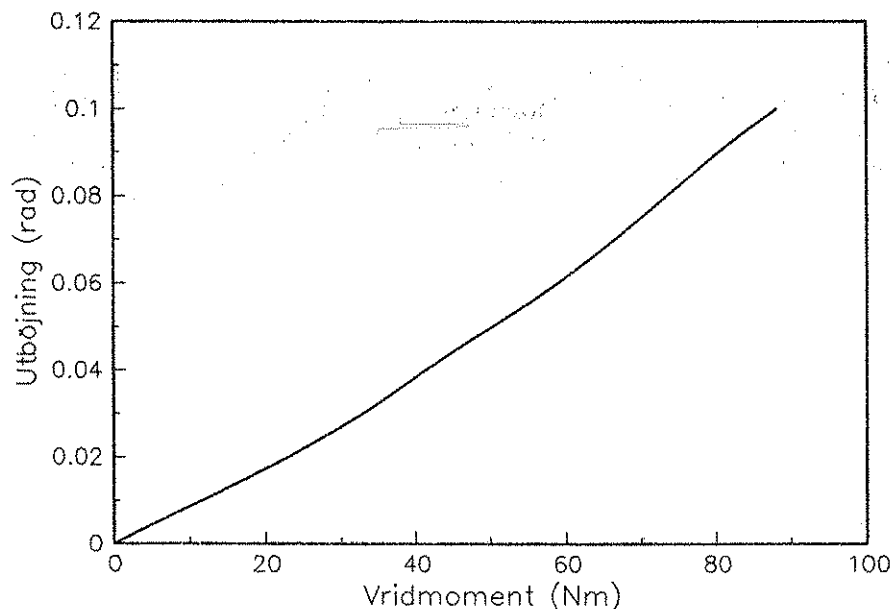


Fig. 34. Utböjning som funktion av belastande vridmoment för provad gummi-bussning.

Stötdämparna som utnyttjades för den horisontella dämpningen var vanliga standardelement använda inom bilindustrin. Dämparna kontrollerades av en stötdämparfabrikant och resultaten återfinns i figur 35.

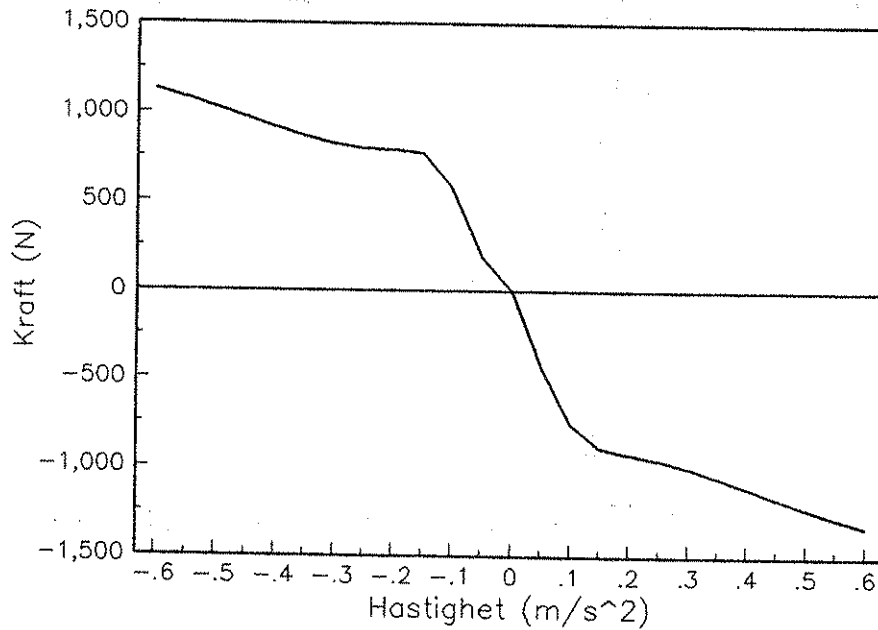


Fig. 35. Dämpningskaraktistika för horisontella dämpare.

7.2.5 Beskrivning av skakbordet

Vid de praktiska mätningarna placerades den tidigare beskrivna riggen med hytt och hyttupphängning på ett hydrauliskt skakbord (figur 36). Bordet kunde med hjälp av fem kraftiga hydraulkolvar ges en rörelse i fem frihetsgrader. Rörelsen styrdes av en NORD-100 dator vilken med ett återkopplat system styrde oljeflödet till de fem kolvarna.

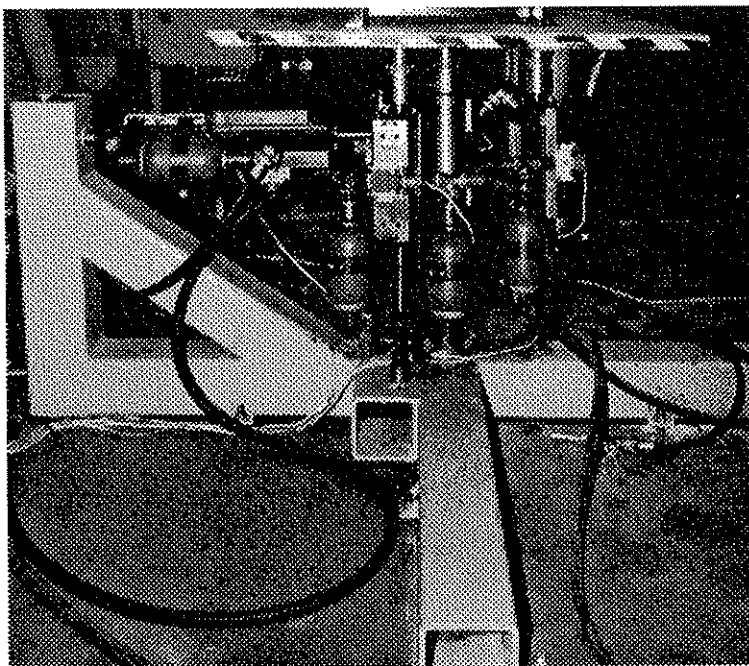


Fig. 36. Hydrauliskt skakbord.

Rörelserna i varje frihetsgrad kunde programmeras för olika syntetiska rörelser som exempelvis ren sinussvängning, frekvenssvep och rampfunktioner. Rörelserna kunde också vara kopplade till varandra för att få fram speciella rörelsemönster. Det var också möjligt att programmera bordets rörelse till att motsvara en körning över något speciellt underlag med en speciell maskintyp. Datorn utnyttjade då bandinspelade accelerometersignaler från den verkliga körningen och kunde m h a dessa och accelerometrarnas placering beräkna rörelsen för den del av fordonet som skulle motsvaras av bordet.

På de 5 kolvar som styrde bordets rörelse var potentiometrar monterade vilka mätte kolvarnas längd. Potentiometersignalerna var kopplade till styrdatorn och utnyttjades dels för återkopplingen av reglersystemet, dels för att datorn skulle ha möjlighet att momentant beräkna läget för valfri punkt på skakbordet och vinkeln mot x- och y-axeln. Dessa framräknade värden var möjliga att ta ut som analog signal från ett i datorn monterat D/A-kort, och utnyttjades för att beskriva underlagets rörelse för simuleringsprogrammet.

Den sammanlagda vikten för modellen av hytt och chassi var ca 900 kg, vilket var på gränsen för skakbordets kapacitet. Möjligheterna att framställa höga vibrationsnivåer med frekvenser över 3-4 Hz var därför begränsade. Eftersom de signaler som utnyttjades för att beskriva bordets läge var baserade på ärvärdet och inte på börvärdet hade denna begränsning ingen inverkan på resultatet av valideringen.

Det utnyttjade bordets egenskaper gjorde det mycket lämpat att använda för de utförda valideringsmätningarna men även för en mera produktutvecklande verksamhet.

7.2.6 Datainsamling

Valideringen krävde signaler som beskrev underlagets och hyttens rörelse i vardera fem frihetsgrader. Beskrivningen av underlagets (skakbänkens) rörelse i x-, y- och z-led kunde tas från styrdatorns utsignal enligt ovan. Underlagets vinkel i förhållande till x- och y-axel mättes av en tvåaxlig vinkelgivare av flygplansgyro-typ som monterades på skakbordet. Signalerna beskrev läget för en punkt mitt på skakbordet och måste deriveras två gånger för att få accelerationsvärden. Läget för andra punkter högre upp i riggen där upphängningselementen var fastsatta kunde beräknas om man antog att riggen kunde liknas vid en stel kropp.

Hyttens rörelse mättes med fem accelerometrar av vilka en mätte i z-led, två i y-led och två i x-led. Med hjälp av dessa kunde värden för acceleration i x-, y- och z-led samt rotationsaccelerationer runt x- och y-axeln tas fram för varje punkt i hytten.

Samtliga tio signaler var efter förstärkning kopplade till en mät dator som sampelade med 200 Hz samplingsfrekvens och därefter lagrade in resultaten i minnet. Innan signalerna avlästes av datorn filtrerades de dock med ett lågpasfilter med brytfrekvensen 10 Hz för att undvika vikningsdistorsion.

Mät datorn var utrustad med ett 12 bitars A/D-kort vilket ger en upplösning på 0,024 % om hela mätområdet utnyttjas.

7.2.7 Korrigering av mätuppställningen

För att de rörelser som mäts upp på skakbordet skall fortplanta sig upp genom riggen till upphängningselementens infästningspunkter utan fas- eller amplitud-förvrängning krävs att riggen fungerar som en stel kropp, vilket kräver en mycket styv och tung konstruktion. Vid de första provkörningarna med rigg och hytt på skakbordet märktes tydligt att konstruktionen var för vek och vibrationerna hade förändrats när de nådde punkterna där krafterna överförs till upphängningselementen. Speciellt tydlig var en fjädrande funktion hos riggen vid snabba rörelser i y-led vilken berodde på vridningar i konstruktionen. För att motverka dessa tendenser förstärktes hytt och rigg med extra stabiliseringsstag och uppstyvande balkar. Förstärkningen förbättrade styvheten avsevärt men fortfarande fanns en tendens till fjädring framför allt i y-led, vilken var mycket svår att ta bort.

För att mäta de rörelser som verkligen fortplantade sig upp till upphängningselementens infästningspunkter monterades en extra accelerometer med y som mät-riktning på riggen. Accelerometern placerades nära en punkt där rörelser från riggen överfördes till upphängningselementen för att få en i det närmaste exakt och oförvrängd insignal till simuleringsmodellen (figur 37). Signalen från den extra accelerometern kopplades på en extra kanal till datainsamlingsutrustningen, varför mätningarna alltså omfattade elva signaler.

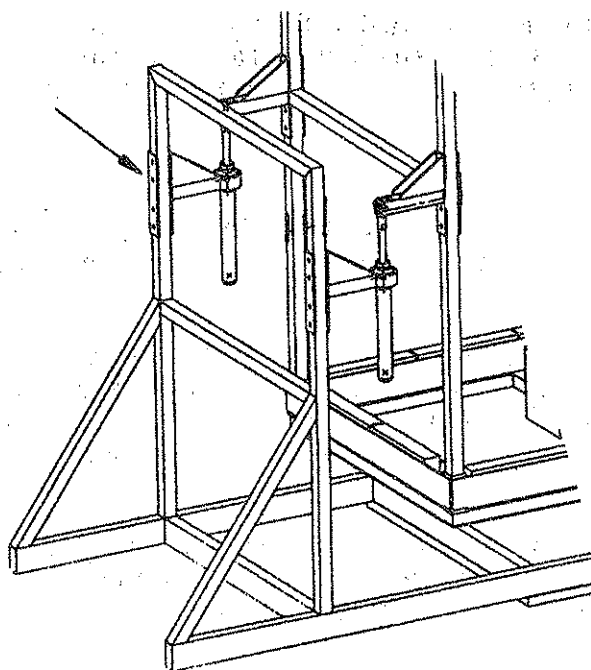


Fig. 37. Placering av extra accelerometer.

7.2.8 Beskrivning av försökskörningar och analys

Den beskrivna uppställningen utnyttjades för ett antal mätserier med olika rörelse på underlaget. Styrdatoren programmerades inledningsvis för att skakbordet enbart skulle röra sig i en frihetsgrad i taget, med syntetiska signaler typ sinus-svep och randomiserat brus med visst frekvensinnehåll. Därefter utnyttjades möjligheten att efterlikna rörelser från körningar på ett verkligt underlag. Bl a användes de rörelser som utnyttjats som insignal till den teoretiska simuleringsmodellen. Slutligen användes också syntetiska rörelser av olika typ i alla fem frihetsgraderna samtidigt.

Varje mätning varade ca 35 sekunder vilket gav dataserier på ca 7000 värden från varje kanal.

Efter mätningarna omvandlades de värden som beskrev underlagets rörelse från lägesvärden till accelerationsvärden och definierades som insignal till den teoretiska simuleringsmodellen. Signalen från den extra accelerometern som mätte i y-led utnyttjades för att beskriva riggens rörelse i y-led eftersom denna insignal mera motsvarade den verkliga insignalen till modellen. Denna signal utnyttjades också för att tillsammans med signalen för skakbordets läge i y-led för att beräkna riggens rotationsrörelser runt x-axeln. Det beräknade värdet bedömdes vara bättre än det värde som gavs av gyrot eftersom gyrot var monterat på skakbordet och inte tog hänsyn till vridningar i konstruktionen.

Efter det att de olika upphängningsparametrarna kontrollerats enligt tidigare beskrivning programmerades resultaten från dessa mätningar också in i simu-

leringsmodellen som därmed kunde beräkna överföringen av rörelser (vibrationer) från chassi till hytt. De beräknade vibrationerna kunde sedan jämföras med de i verkligheten uppmätta vilket var målet med valideringsmätningarna.

7.2.9 Resultat

Överensstämmelsen mellan de av simuleringsmodellen beräknade accelerationsvärdena och de i verkligheten uppmätta undersöktes för de tre rätlinjiga riktningarna x, y och z.

I figur 38-40 redovisas de beräknade signalerna tillsammans med de uppmätta för en körning där underlagets rörelse var hämtad från en inspelad körning på ett verkligt underlag. De redovisade 10 sekunderna är valda för att de visar både körning på ett jämnt underlag med låga vibrationsnivåer och ett mera ojämnt med högre vibrationsnivåer.

Samma tendenser som för den redovisade mätningen var genomgående för de andra mätningarna som analyserades. I figurerna visas beräknade och mätta värden omräknade för en punkt rakt över hyttens tyngdpunkt, 1,10 meter över golvet.

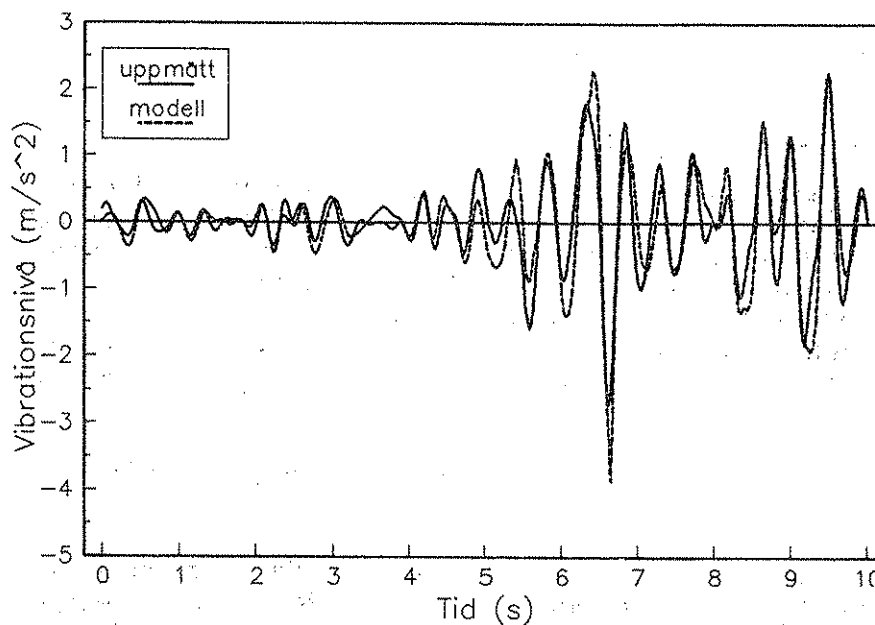


Fig. 38. Jämförelse mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i x-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

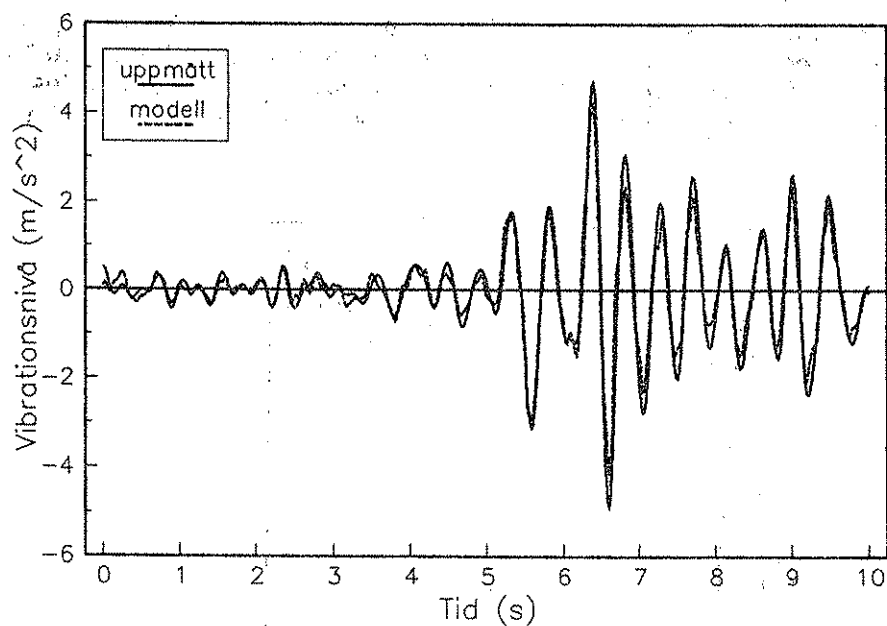


Fig. 39. Jämförelse mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i y-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

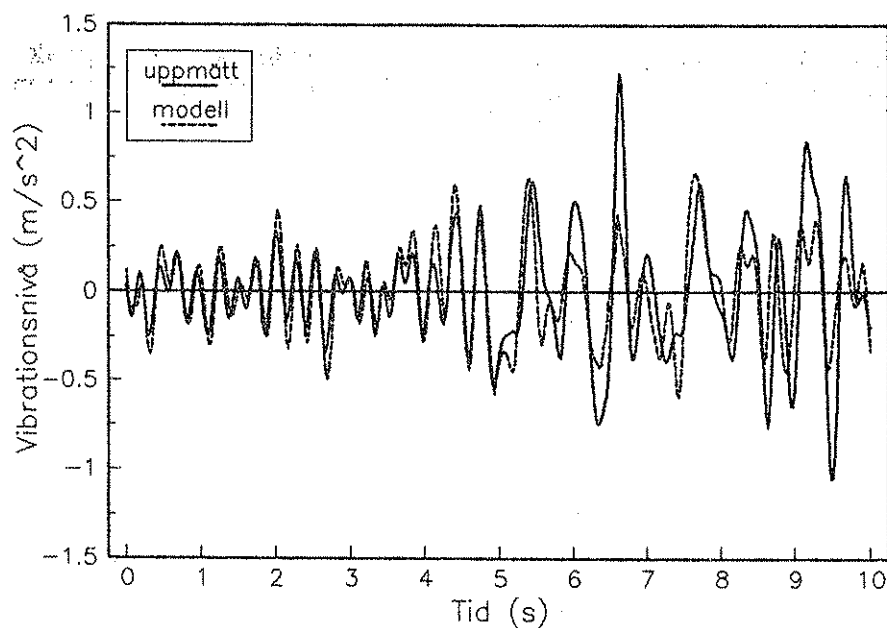


Fig. 40. Jämförelse mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i z-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

För att även i frekvensplanet få en uppfattning om hur väl den beräknade signalen överensstämmer med den uppmätta analyserades även deras effekttäthet vid olika frekvenser. För att få god noggrannhet vid frekvensanalysen utnyttjades hela den 35 sekunder långa inspelade mätningen av vilken 10 s visats i tidsplanet i figur 38-40.

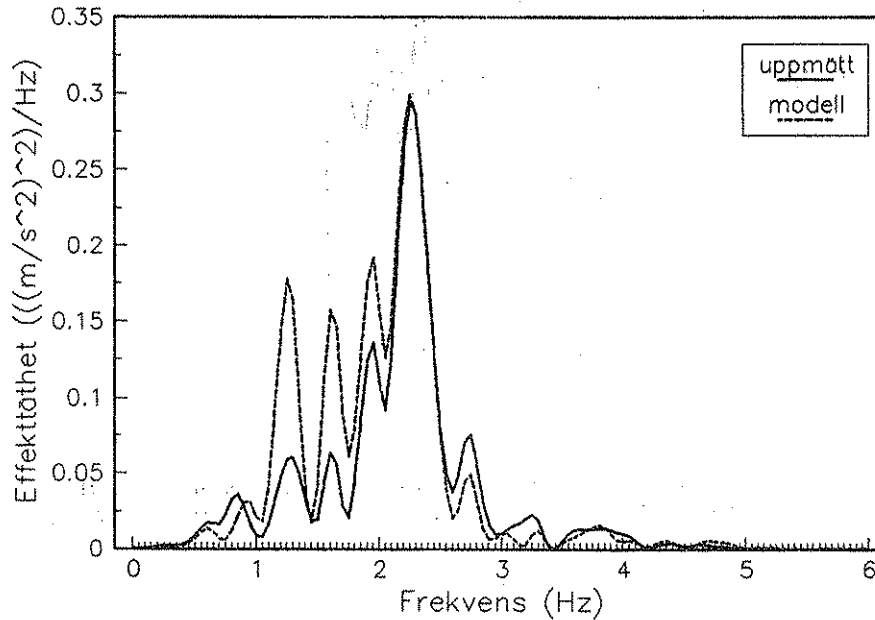


Fig. 41. Jämförelse i frekvensplanet mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i x-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

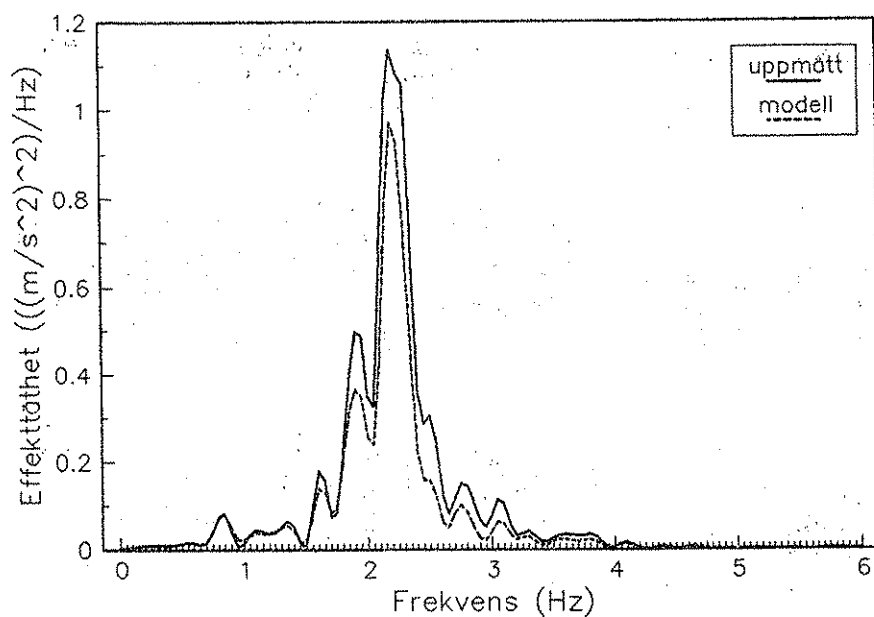


Fig. 42. Jämförelse i frekvensplanet mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i y-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

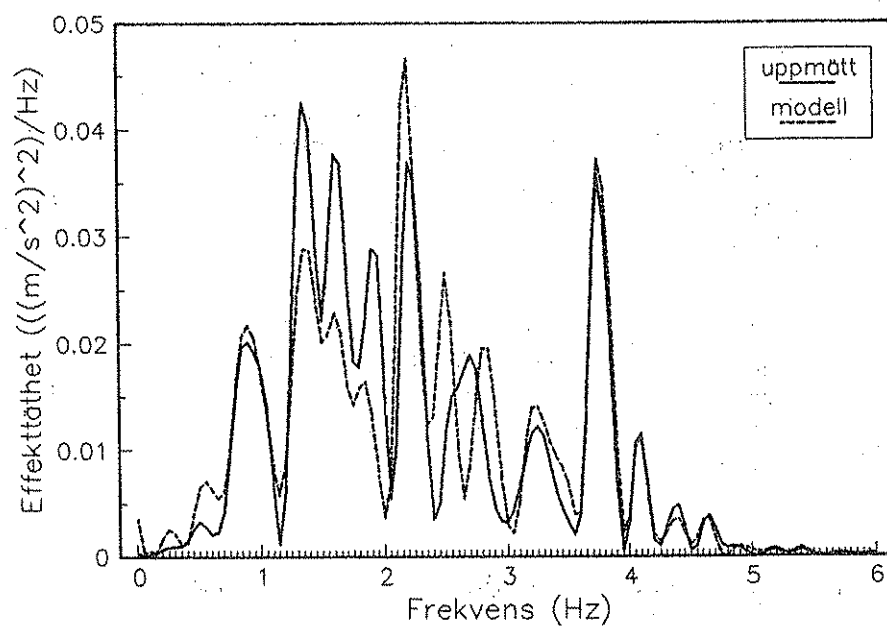


Fig. 43. Jämförelse i frekvensplanet mellan av modellen beräknade och i praktiken uppmätta värden för vibrationer i z-led för en punkt rakt ovan hyttens tyngdpunkt 1,10 meter över hyttgolvet.

7.2.10 Tolkning

För att simuleringsprogrammet skall ha möjlighet att rätt beräkna vibrationerna i hytten är det beroende av att den definierade insignalen är riktig och inte har blivit förändrad ifrån det ställe den mäts till det ställe den påverkar upphängningselementen.

I y-riktningen medverkade den extra accelerometern placerad enligt figur 37 till att insignalen bör ha varit i det närmaste exakt. Samstämmigheten mellan beräknade och mätta värden i y-riktningen är också mycket stor vilket tyder på att simuleringsmodellen mycket väl kan beräkna vibrationstransmissionen i denna dimension och att uppmätningen av de horisontellt påverkande upphängningsparametrarna varit riktig.

Logiskt sett borde modellen beräkna vibrationstransmissionen lika väl i x-led som i y-led eftersom det är exakt samma beräkningsalgoritmer och parametervärden som utnyttjas för båda riktningarna. Insignalen i x-led var dock mätt nere på skakbordet och ingen hänsyn var möjlig att ta till ev fjädring i riggen. Överensstämmelsen i x-led är inte heller fullt så god som för y-riktningen vilket tyder på att en viss önskad fjädring verkligen förekommit.

Figur 40 visar att modellen beräknar överföringen av vibrationer i z-led bra vid låga vibrationsnivåer men att överensstämmelsen sjunker när nivåerna stiger. Även detta tyder på att riggen vid höga belastningar inte exakt kan överföra vibrationerna från skakbordet till upphängningselementens infästningspunkter utan ger efter. De oregelbundna friktionskrafterna (se figur 32) som finns i dessa element kan också ha spelat in.

Figur 43 visar att de uppmätta vibrationerna i z-led är något större än de beräknade i frekvensområdet 1-2 Hz men att förhållandet är det omvända mellan 2 och 3,5 Hz. Dessa avvikelser kan ha flera orsaker. En möjlighet är att uppmätningen av de vertikala elementens dämpning skulle givit för låga värden och därmed påverkat överföringsfunktionen. Att kurvorna överensstämmer över 3,5 Hz talar dock mot denna hypotes eftersom en ökad dämpning skulle förändrat förstärkningsfaktorn även i detta område. En troligare orsak är nog att det är fjädringen i riggen som inverkar även i detta fall.

Resultaten antyder att modellen beskriver överföringen av vibrationer mycket väl när den ingående rörelsen kan beskrivas exakt. Skulle mätningarna upprepas vore det troligen möjligt att få bättre resultat i x- och z-dimensionerna om den ingående rörelsen i alla dimensioner mättes så nära de punkter där upphängningselementen är fastsatta som möjligt.

8 RESULTAT

8.1 Inverkan av vertikalt påverkande upphängningsparametrar

I upphängningar med bara en frihetsgrad är det normalt de vertikala vibrationerna som konstruktören försöker begränsa, varför de vertikalt verkande elementen bestämmer upphängningens hela karaktär.

Rörelserna i en upphängning med 6 frihetsgrader är mera komplexa men även här är karaktärsteken för de vertikalt verkande elementen viktiga för den totala vibrationsdämpande effekten. Speciellt vibrationerna i z-led och rotationsvibrationerna runt x- och y-axeln påverkas dock.

8.1.1 Vertikala element med linjär fjädring och dämpning

8.1.1.1 Förutsättningar

Syftet med simuleringarna var att undersöka hur olika vertikala linjära fjäder- och dämpar-karakteristika påverkar upphängningens egenskaper. Alla parametrar definierades på samma sätt som för den tidigare beskrivna basupphängningen förutom dämpnings- och fjäder-konstanterna för element 1-4 vilka varierades så att de vertikala egenfrekvenserna 0,75-1,50 Hz uppnåddes. För varje egenfrekvens ställdes dämpningen in för dämpningsgraderna 0,2, 0,5, 0,8 och 1,0. Simuleringar gjordes av körningar på Bana 1 i 12 km/h och på Bana 2 i 6 km/h.

8.1.1.2 Resultat

Analys gjordes av de vägda vibrationsnivåerna i x-, y- och z-led, rotationsvibrationerna runt x- och y-axeln, summavektorn enligt ISO 2631 samt hytttyngdpunktens maximala utslag från jämviktsläget i x-, y- och z-led. Resultaten finns redovisade i bilaga 12.2. I figur 44-48 redovisas i diagramform vägda accelerationsnivåer och maximala utslag i z-led för körningarna på de båda banorna samt rotationsvibrationerna runt x-axeln vid körning på bana 1. Rotationsvibrationerna runt y-axeln visar ungefär samma tendenser som de runt x-axeln och redovisas därför inte i diagram.

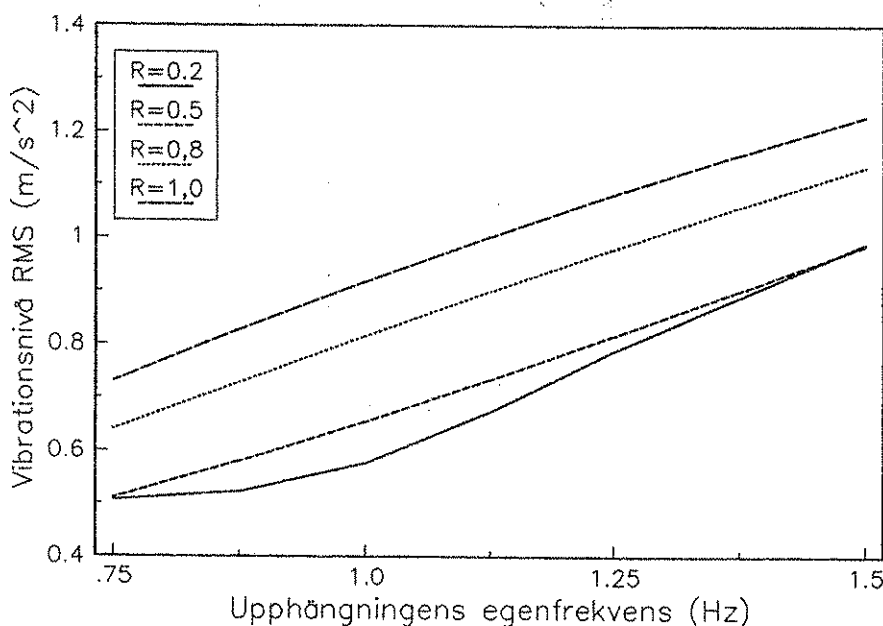


Fig. 44. Vägda vibrationsnivå i z-led för olika vertikala egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

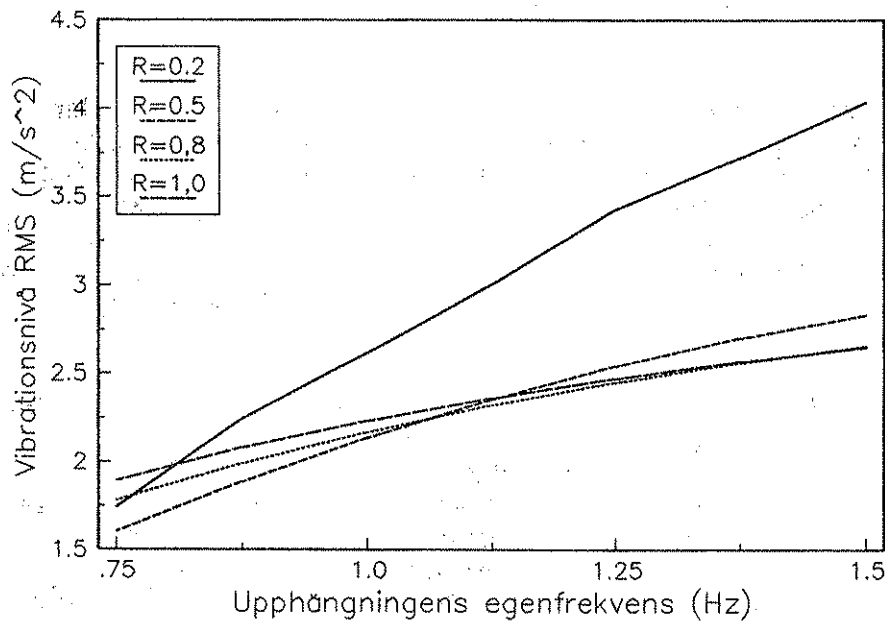


Fig. 45. Vägd vibrationsnivå i z-led för olika vertikala egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

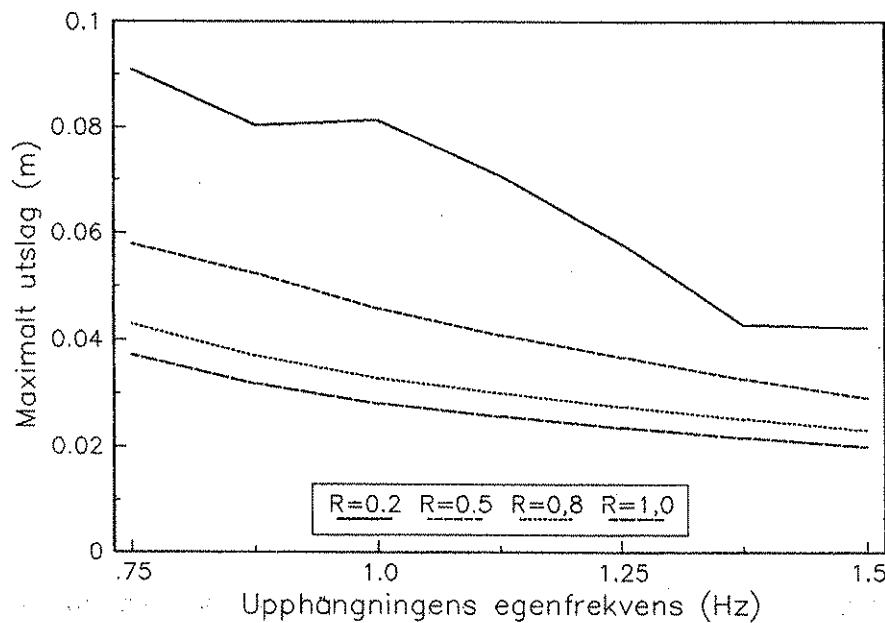


Fig. 46. Maximalt utslag från jämvikts-läget i z-led för hyttens tyngdpunkt med olika vertikala egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

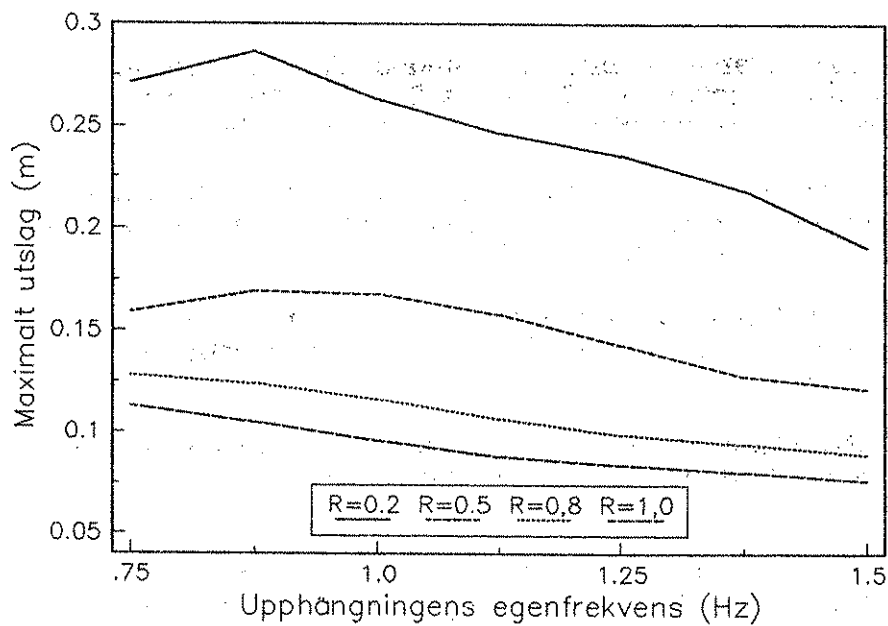


Fig. 47. Maximalt utslag från jämvikts-läget i z-led för hyttens tyngdpunkt med olika vertikala egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

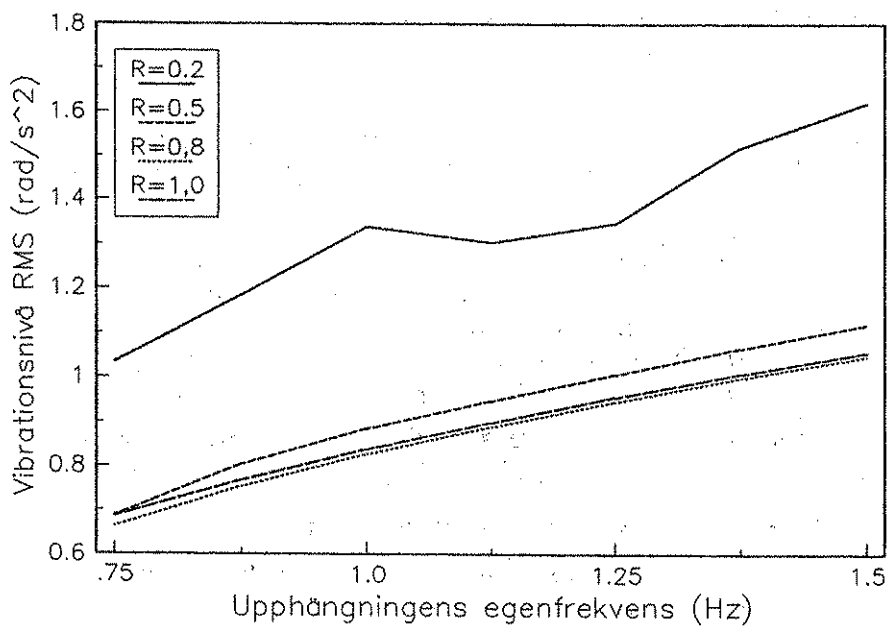


Fig. 48. Vibrationsnivå för rotationer runt hyttens x-axel för upphängningar med olika vertikala egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

8.1.1.3 Tolkning

Resultaten från simuleringarna visar som väntat att mjuka upphängningar med låg egenfrekvens i vertikalled ger lägre nivåer för de överförda vibrationerna i z-led, och att detta gäller både för körning på jämnt och ojämnt underlag.

Vid körning på normalt underlag ger dämpningsgraden 0,2 lägst vibrationsnivåer i z-led medan det vid körning på det extremt ojämna underlaget är de högre dämpningsgraderna som ger lägst vibrationsnivåer.

Även rotationsvibrationerna runt x- och y-axeln minskar när de vertikalt verkande elementen blir mjukare. Dämpningsgraderna 0,5-1,0 ger här mycket lägre värden än dämpningsgraden 0,2.

Hyttens maximala utslag från tyngdpunkten i z-led ökar med en minskande vertikal egenfrekvens och dämpningsgrad. Även de maximala utslagen i x- och y-led påverkas när egenfrekvens och dämpningsgrad är låg.

För att en effektiv dämpning av vibrationerna i z-led och runt x- och y-axeln skall uppnås visar simuleringarna att det krävs en upphängning som har en vertikal egenfrekvens åtminstone så låg som 0,75-1,0 Hz. En sådan upphängning kräver mycket hård dämpning för att inte de maximala utslagen skall bli orimligt stora vid körning på mycket ojämnt underlag. En hård dämpning försämrar dock den vibrationsdämpande verkan varför valet av upphängningskaraktäristik måste bli en kompromiss.

8.1.2 Vertikala element med linjär fjädring och olinjär dämpning

8.1.2.1 Förutsättningar

Syftet med simuleringarna var att undersöka hur vertikala upphängningselement med varierande olinjär dämparkaraktäristik påverkar upphängningens egenskaper.

Simuleringarna har utförts med samma basupphängning som utnyttjades för simuleringarna med linjära element. De vertikala dämparnas karaktäristik är definierad enligt kapitel 6.8.1.2. Parametrarna som bestämmer dämparnas hårdhet som funktion av längden är den vertikala egenfrekvensen för upphängningen (f_{nv}), dämpningsgraden i jämvikts-läget (R_{0V}) samt konstanterna $PK1_{cv}$ och $PK2_{cv}$. För att få en mjuk upphängning har f_{nv} valts till 0,75 Hz. Dämpningsgraden i jmv-läget har valts till 0,4 medan $PK1_{cv}$ och $PK2_{cv}$ har varierats för att undersöka hur olika typer av progressivitet påverkar vibrationsöverföringen. $PK1_{cv}$ har varierats mellan 0,03 och 0,09 m och $PK2_{cv}$ mellan 1 och 3. Simuleringar har gjorts av körningar på Bana 1 i 12 km/h och Bana 2 i 6 km/h.

8.1.2.2 Resultat

Analys har skett av samma parametrar som för simuleringarna med linjära element i kapitel 8.1.1 och fullständiga resultat finns redovisade i bilaga 12.3.

För att få kurvorna i diagrammen exaktare och inte så kantiga har simuleringar skett med flera värden än de som redovisas i bilagan.

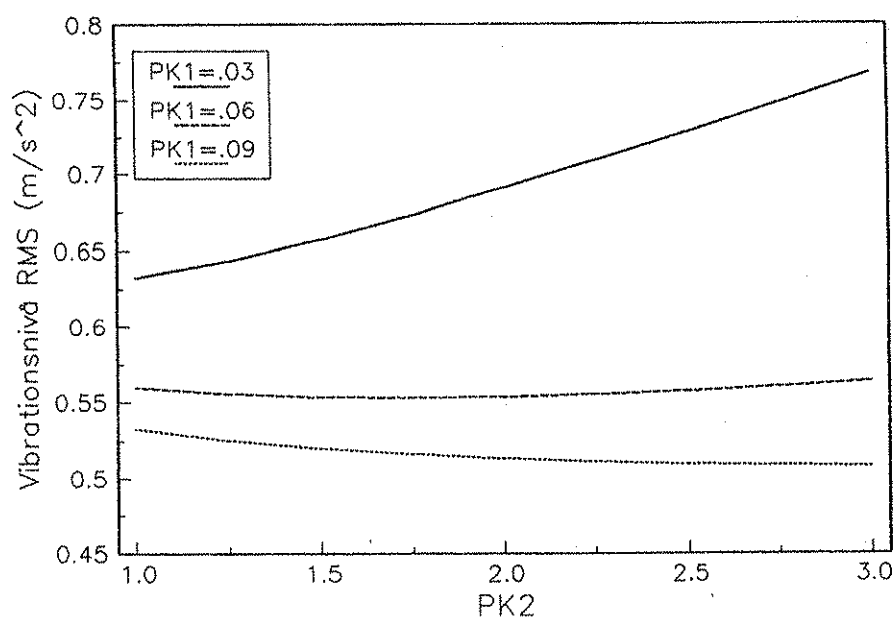


Fig. 49. Vägd vibrationsnivå i z-led för upphängningar med vertikala element med varierande olinjär dämparkarakteristik vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

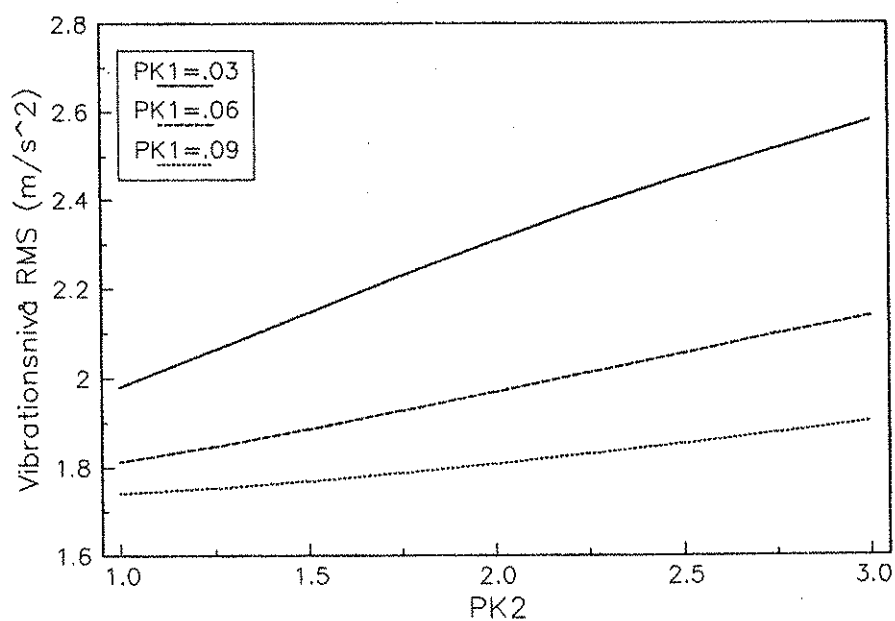


Fig. 50. Vägd vibrationsnivå i z-led för upphängningar med vertikala element med varierande olinjär dämparkarakteristik vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

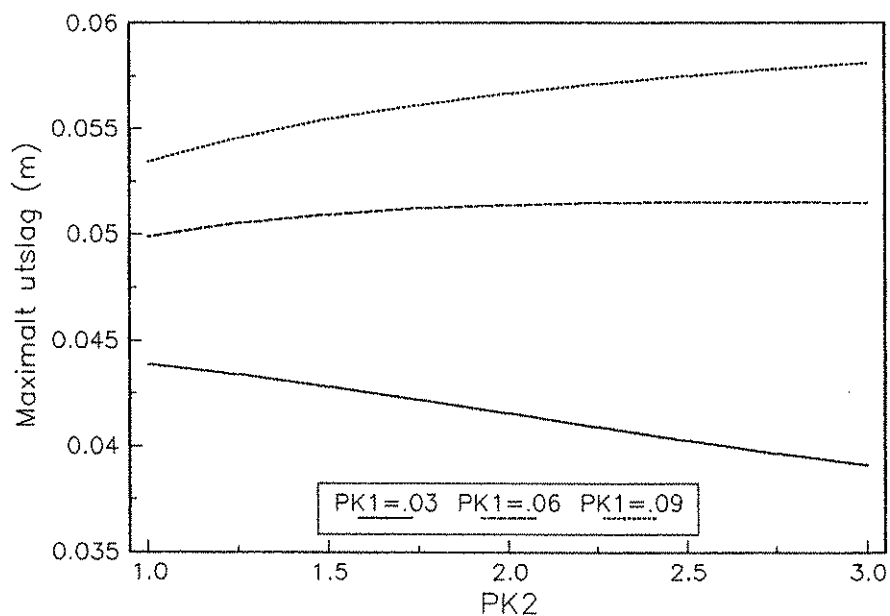


Fig. 51. Maximalt utslag från jämvikts-läget i z-led för upphängningar med vertikala element med varierande olinjär dämparkarakteristik vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

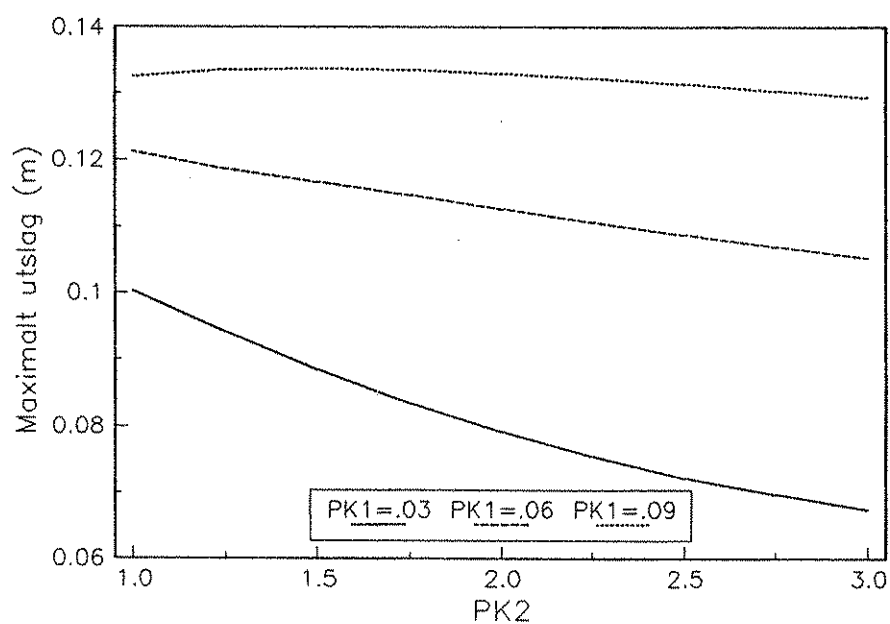


Fig. 52. Maximalt utslag från jämvikts-läget i z-led för upphängningar med vertikala element med varierande olinjär dämparkarakteristik vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

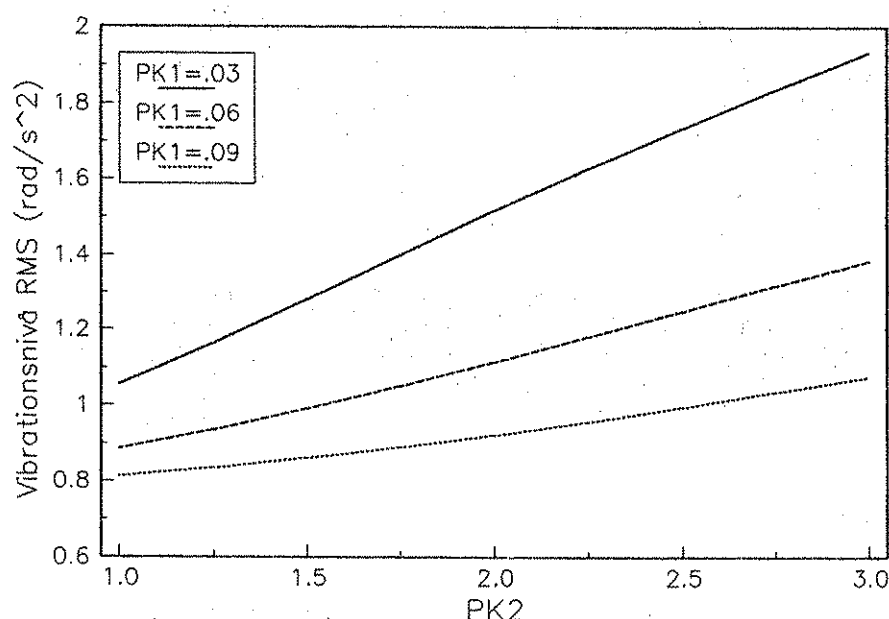


Fig. 53. Vibrationsnivå för rotationer runt z-axeln för upphängningar med vertikala element med varierande olinjär dämparkarakteristik vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

8.1.2.3 Tolkning

Resultaten visar allmänt att man med hjälp av olinjära vertikala dämparelement kan utforma en upphängning med låg vertikal egenfrekvens, som inte kräver orimligt stort fritt utrymme, samtidigt som den ger goda vibrationsdämpande egenskaper.

Progressivitetskonstanterna $PK1_{cv}$ och $PK2_{cv}$'s inverkan på maxutslag och vibrationsöverföring i z-led påverkas av signalens nivå, dvs av hur ojämnt underlaget är och vilken hastighet som används. På provbana 1 där medelutslaget i upphängningselementen är litet ger ett stort $PK2_{cv}$ lägre vibrationsnivåer i z-led än ett litet beroende på en lägre genomsnittlig dämpning. På Bana 2 där utslaget ofta överstiger $PK1_{cv}$ ger stora $PK2_{cv}$ en hårdare genomsnittlig dämpning och högre vibrationsnivåer i hytten.

Vibrationsnivåerna för rotationer runt x- och y-axeln visar ungefär samma tendenser när $PK1_{cv}$ och $PK2_{cv}$ varierar som vibrationerna i z-led för samma underlag.

En egenskap för upphängningar med hög progressivitet är att säkerheten blir högre mot genomslag vid belastningar ännu större än de som är använda vid dimensioneringen av konstruktionen. En ytterligare ökad vibrationsnivå ökar det maximala utslaget relativt sett mycket mindre vid användandet av progressiva dämpare, eftersom dessa är mycket hårdare än de linjära elementen vid stora utslag. Detta medverkar också till att säkerhetsmarginalerna kan göras mindre.

8.2 Inverkan av horisontellt påverkande upphängningsparametrar

Simuleringar utfördes för att undersöka hur olika upphängningsparametrar påverkar den horisontella vibrationsöverföringen i den basupphängning som beskrivits i kapitel 6.11. Fjädringen i horisontalplanet beror huvudsakligen på böjkonstanten (q) för infästningen av de vertikalt stående elementen (element 1-4 i figur 20). Dämpningen av rörelser i det horisontala planet påverkas huvudsakligen av de horisontellt placerade dämparelementen 5-8:s karakteristika.

I kapitel 6.8.2 redogörs för hur man i en upphängning av den beskrivna typen genom att linearisera approximativt kan beräkna egenfrekvens och dämpningsgrad för överföringen av vibrationer i x- och y-led. Dessa formler har använts för att ta fram de i förra stycket nämnda horisontellt påverkande parametrarna. Övriga parametrar har hållits konstanta och enligt beskrivning av basupphängningen.

8.2.1 Linjär fjädring och dämpning

8.2.1.1 Förutsättningar

Syftet var att undersöka hur olika linjärt definierade karakteristika för den horisontellt arbetande fjädringen och för de horisontellt verkande dämparna 5-8 påverkar upphängningens egenskaper.

Simuleringar utfördes liksom tidigare av körningar på Bana 1 i 12 km/h och på Bana 2 i 6 km/h. Analys har utförts av samma parametrar som i föregående avsnitt. Samtliga värden är mätta på hyttens tyngdpunkt. I vissa fall kunde analys av värden mätta på andra ställen än i hyttens tyngdpunkt varit intressanta att undersöka. Simuleringarna gav också dessa värden men en ökning av den redan relativt stora datamängden som redovisas bedömdes bara öka svårigheterna att tolka resultaten.

8.2.1.2 Resultat

Utförliga resultat finns redovisade i bilaga 12.4. Den horisontella egenfrekvensens och dämpningsgradens inverkan på vibrationsnivån i x-led samt de maximala utslagen i x-led för hyttens tyngdpunkt från sitt jämviktsläge vid körning på de båda provbanorna visas även i figur 54-57. Tendenserna för vibrationer och utslag i y-led påminner med något undantag om de för x-led varför de bara redovisas i bilagan.

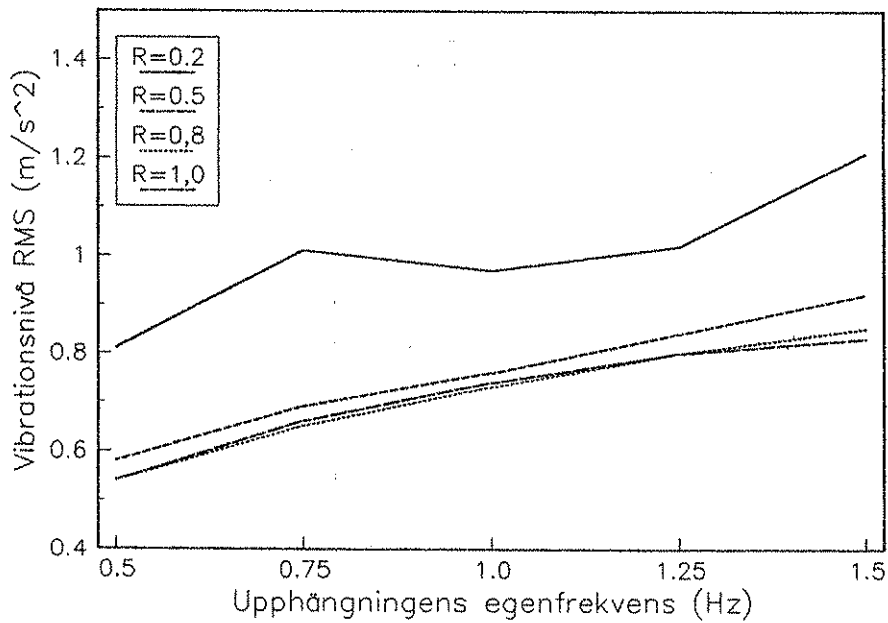


Fig. 54. Vägd vibrationsnivå i x-led för olika horisontella egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

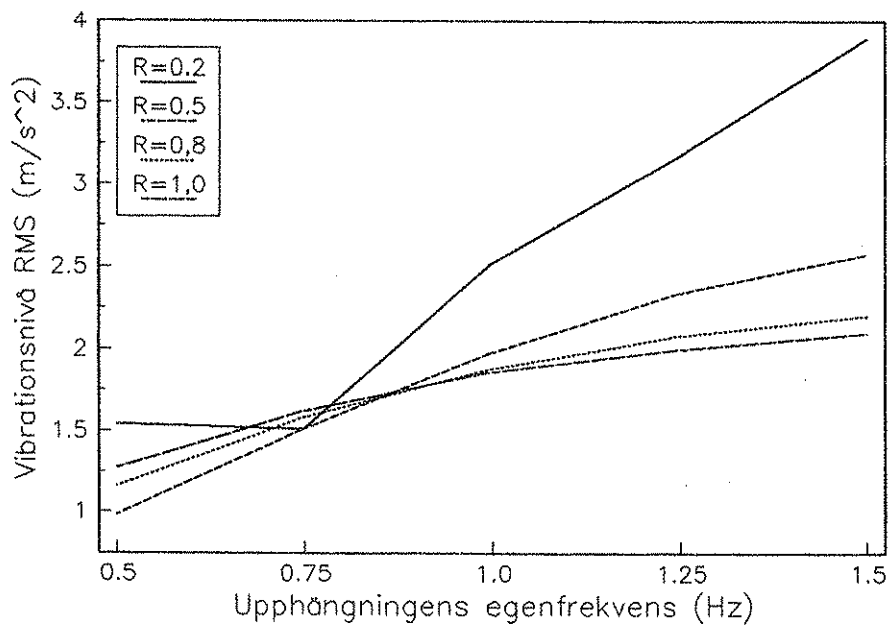


Fig. 55. Vägd vibrationsnivå i x-led för olika horisontella egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

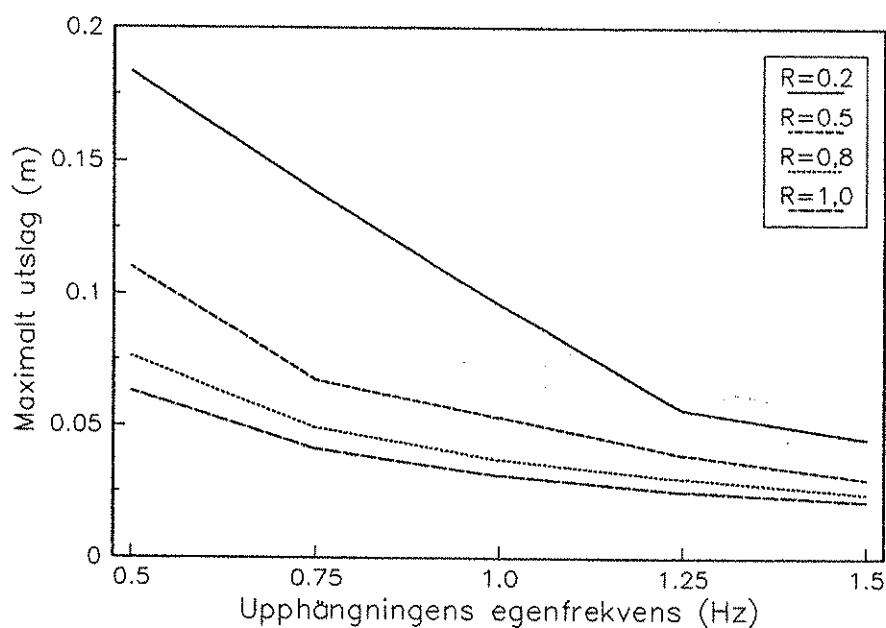


Fig. 56. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led för hyttens tyngdpunkt med olika horisontella egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

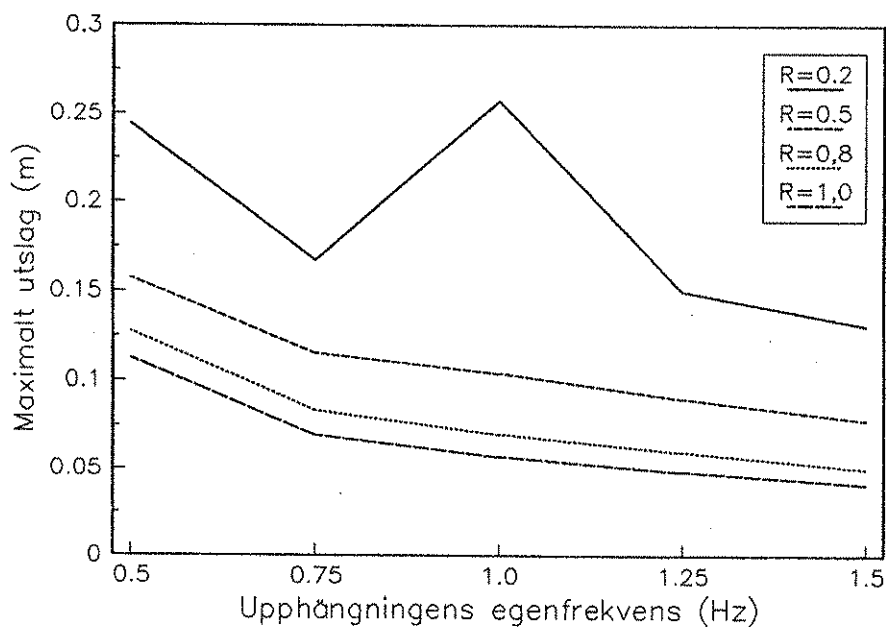


Fig. 57. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led för hyttens tyngdpunkt med olika horisontella egenfrekvenser och dämpningsgrader vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

8.2.1.3 Tolkning

Som väntat minskar vibrationsnivån i x- och y-led med minskad egenfrekvens för upphängningen i det horisontella planet. De maximala utslagen ökar dock och därmed risken för genomslag i en konstruktion med begränsat utrymme.

Upphängningens vertikala dämpningsgrad har stor inverkan på hyttens maximala utslag och på vibrationsnivån. Bäst vibrationsdämpande förmåga vid frekvenser över 1,0 Hz uppnås något överraskande med dämpningsgrader så höga som 0,8-1,0. Dessa dämpningsgrader ger också de minsta maximala utslagen från jämviktsläget.

De höga dämpningsgradernas låga värden på den ISO-2631 vägda vibrationsnivån i x- och y-led förklaras till viss del av att vägningsfaktorn för vibrationer i dessa riktningar är störst för signaler med frekvensinnehåll upp till 2,0 Hz. Vid de låga egenfrekvenser det handlar om, minskar en hög dämpningsfaktor framför allt transmissionen av vibrationer med frekvenser i det för människan känsligaste området. Däremot ökar en hög dämpningsfaktor överföringen av vibrationer med högre frekvenser. ISO-vägningen medför dock att detta inte får så stor inverkan på den totala nivån.

Upphängningar med horisontell egenfrekvens på 0,5 Hz och 0,75 Hz ger låga vibrationsnivåer både på normalt och på mycket ojämnt underlag. De maximala utslagen med en sådan upphängning blir relativt stora, men minskar med en ökande dämpningsgrad.

Vibrationerna i z-led och rotationsvibrationerna runt x- och y-axeln är i stort sett oberoende av upphängningens horisontella egenfrekvens och dämpningsgrad utom vid låga dämpningsgrader då upphängningen blir slängig och ostabil, vilket medverkar till kraftigt förhöjda vibrationsnivåer i de nämnda riktningarna.

8.2.2 Linjär fjädring och olinjär dämpning

8.2.2.1 Förutsättningar

Resultaten från simuleringarna i föregående avsnitt visar att en upphängning med horisontell egenfrekvens så låg som 0,5-0,75 Hz krävs för att en effektiv vibrationsdämpning skall uppnås. Sådana upphängningar medför dock stora fjädringsrörelser och kräver därför mycket utrymme för att genomslag skall undvikas. För att minska de maximala utslagen kan upphängningselement med olinjära karakteristika användas.

Syftet med de här redovisade simuleringarna var att undersöka hur olika olinjära verkningssätt för de horisontellt verkande dämparna påverkar upphängningens egenskaper.

Den vertikalt arbetande fjädringen och dämpningen är definierad lika som i föregående försök. Simuleringar har utförts med $PK1_{CH}$ för de horisontella dämparna = 0,03, 0,06 och 0,09 m och $PK2_{CH} = 1, 2$ och 3. R_{OH} har valts till 0,4 för att få en mjuk dämpning runt jämviktsläget.

q för infästningen av de vertikalt stående elementen är i dessa simuleringar konstant, varför det resulterande återförande momentet är proportionellt beroende av utböjningsvinkeln och alltså linjär. q är definierad så att egenfrekvensen i x- och y-led blir approximativt 0,5 Hz enligt formler i kapitel 6.8.2.

8.2.2.2 Resultat

Utförliga resultat finns redovisade i bilaga 12.5. I figur 58-61 redovisas hur varierande $PK1_{CH}$ och $PK2_{CH}$ påverkar den vägda vibrationsnivån i x-led och de maximala utslagen för hyttens tyngdpunkt relativt jämviktsläget i x-led vid körning på de olika provbanorna. Motsvarande värden för y-led har ungefär samma trender som de för x-led varför även här bara värdena för x-led redovisas i figurer.

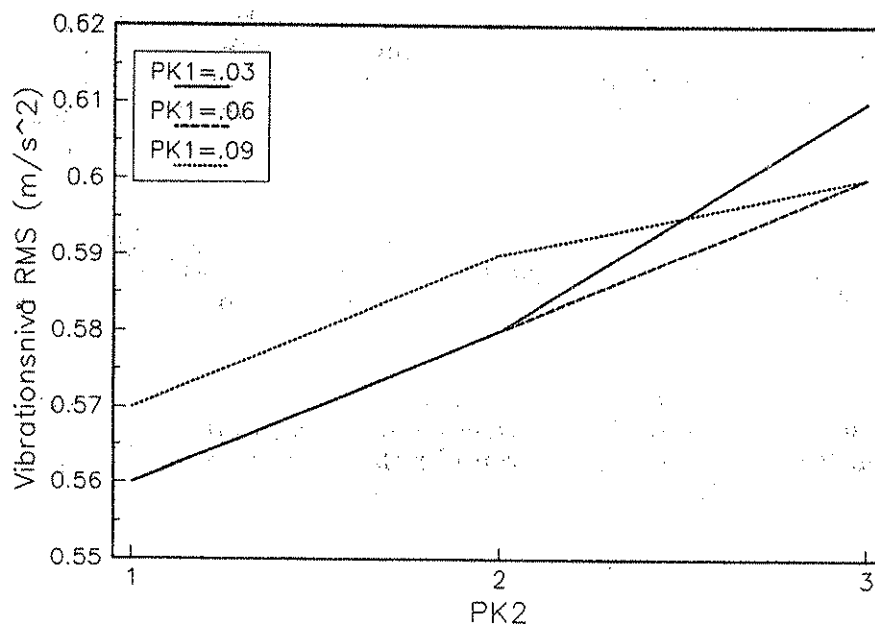


Fig. 58. Vägda vibrationsnivå i x-led för upphängningar med varierande olinjära horisontella dämparelement vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

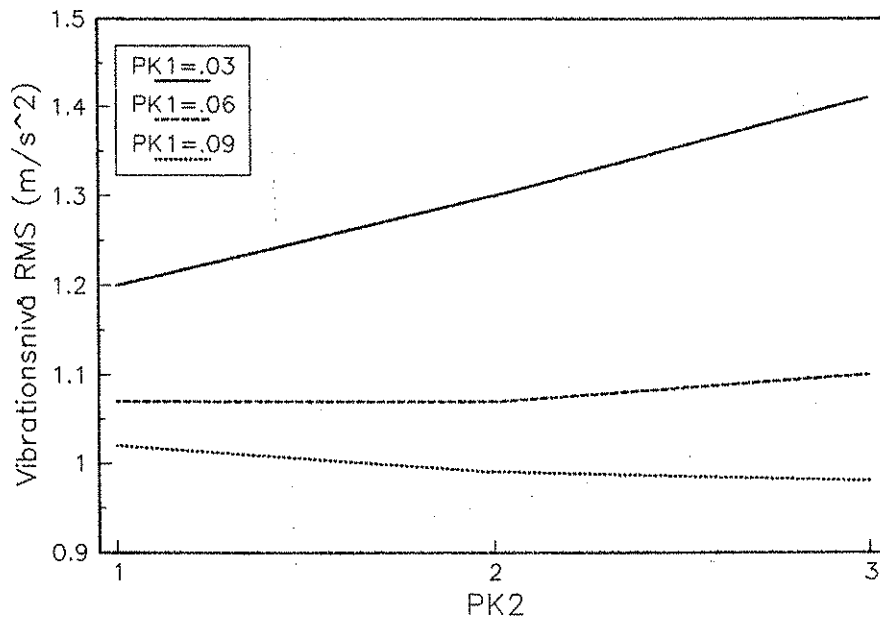


Fig. 59. Vägd vibrationsnivå i x-led för upphängningar med varierande olinjära horisontella dämparelement vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

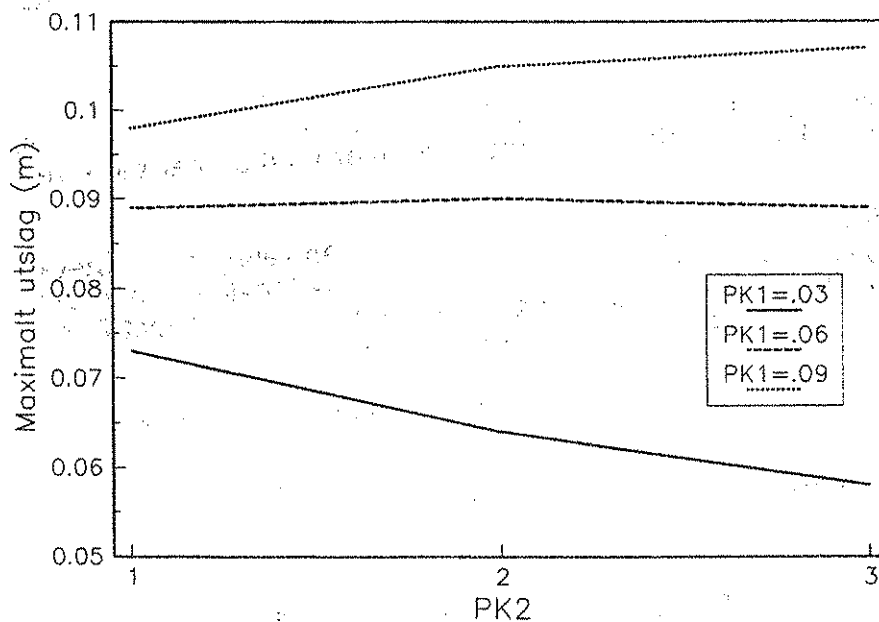


Fig. 60. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led mätt vid hyttens tyngdpunkt för upphängningar med varierande olinjära horisontella dämparelement vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

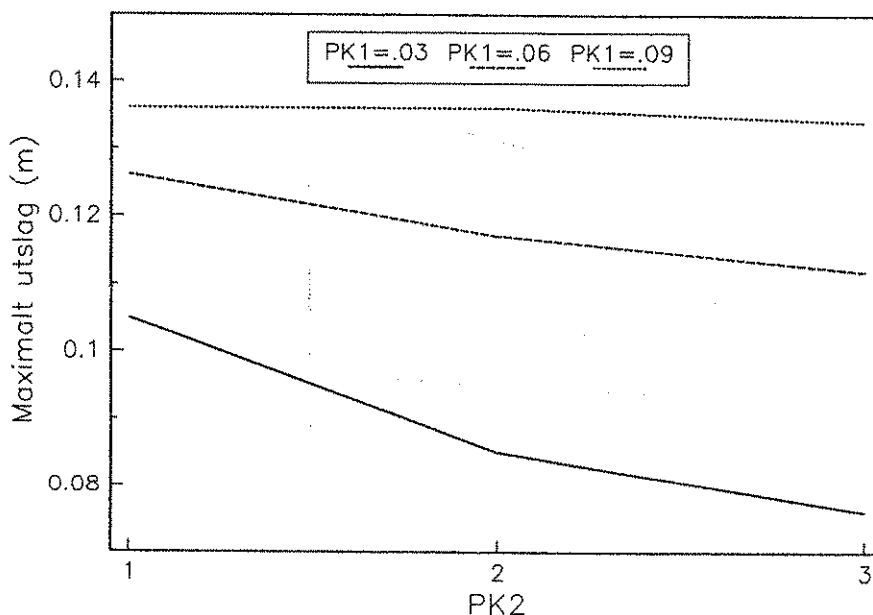


Fig. 61. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led mätt vid hyttens tyngdpunkt för upphängningar med varierande olinjära horisontella dämparelement vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

8.2.2.3 Tolkning

Resultaten visar att det även i de horisontella riktningarna går att minska kraven på tillgängligt utrymme genom att utnyttja dämparelement med olinjär karakteristika.

En upphängning med hög progressivitet höjer vibrationsnivån relativt sett mera på det ojämna underlaget där elementen oftare befinner sig långt från jämvikts-läget i området med hög dämpning. Vid körning på det jämna underlaget är ökningen av vibrationsnivån liten när dämparnas progressivitet ökar.

Vibrationsnivåerna i övriga riktningar berörs mycket lite när de horisontella dämparnas inställning förändras.

8.2.3 Olinjär fjädring och linjär dämpning

8.2.3.1 Förutsättningar

Syftet med simuleringarna har varit att undersöka hur olika olinjära verkningsprinciper för den horisontellt verkande fjädringen påverkar egenskaperna för en hyttupphängning i övrigt utformad som den basupphängning vilken beskrivs i kapitel 6.11. Karakteristikan för den horisontellt verkande fjädringen bestäms av infästningen av de vertikalt stående upphängningselementen (q för element 1-4). Infästningarna har gjorts mjuka (med lågt q_0) vid små utslag från jämviktsläget för att sedan bli exponentiellt hårdare när utböjningen ökar.

Beräkningarna av q_0 har utförts med de formlerna i kapitel 6.8.2. q_0 har valts för att ge en horisontell egenfrekvens på 0,5 Hz vid små utslag. Dämpningsgraden R i horisontalled har definierats som 1,0 om man refererar till q_0 . Vid större utslag ökar dock böjmotståndet, varför dämpningsgraden minskar beroende på att dämparna är linjära och dämpningskonstanterna inte ändras med utslaget.

Simuleringar har utförts för $PK1_0 = 0,075-0,225$ radianer vilket motsvarar att q fördubblas vid utslagen 0,03-0,09 m i sidled om element 1-4 är 0,40 meter långa. Simuleringar har gjorts med $PK2_0 = 1,2$ och 3 dvs linjär, kvadratisk och kubisk ökning av böjmotståndet q .

8.2.3.2 Resultat

Analys har skett av samma parametrar som i föregående försök. Utförliga resultat finns redovisade i bilaga 12.6. Inverkan av varierande $PK1_0$ och $PK2_0$ på den vägda vibrationsnivån och på tyngdpunktens maximala utslag i x-led vid simulerad körning på Bana 1 i 12 km/h och Bana 2 i 6 km/h visas också i figur 62-65.

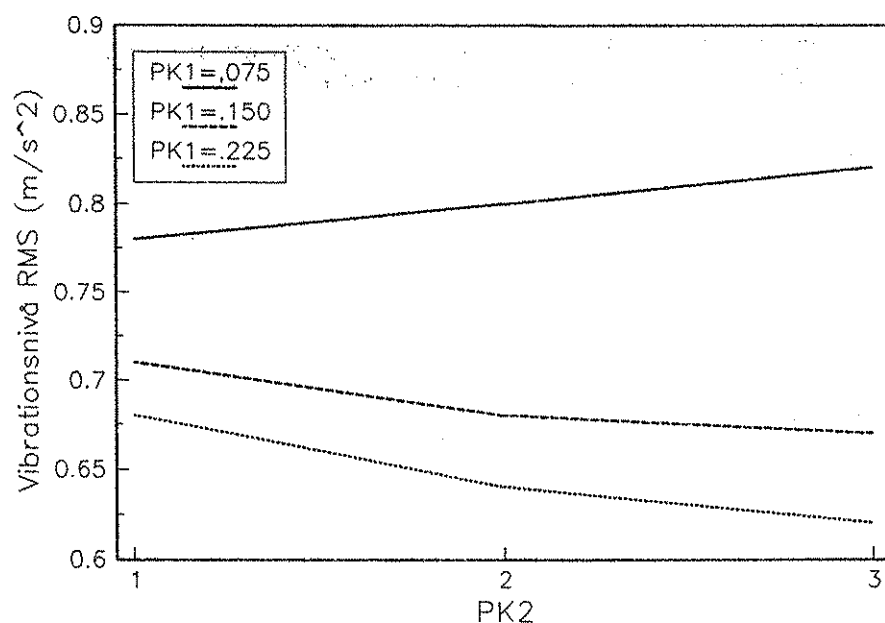


Fig. 62. Vägda vibrationsnivå i x-led för varierande olinjära infästningar av de vertikalt stående upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

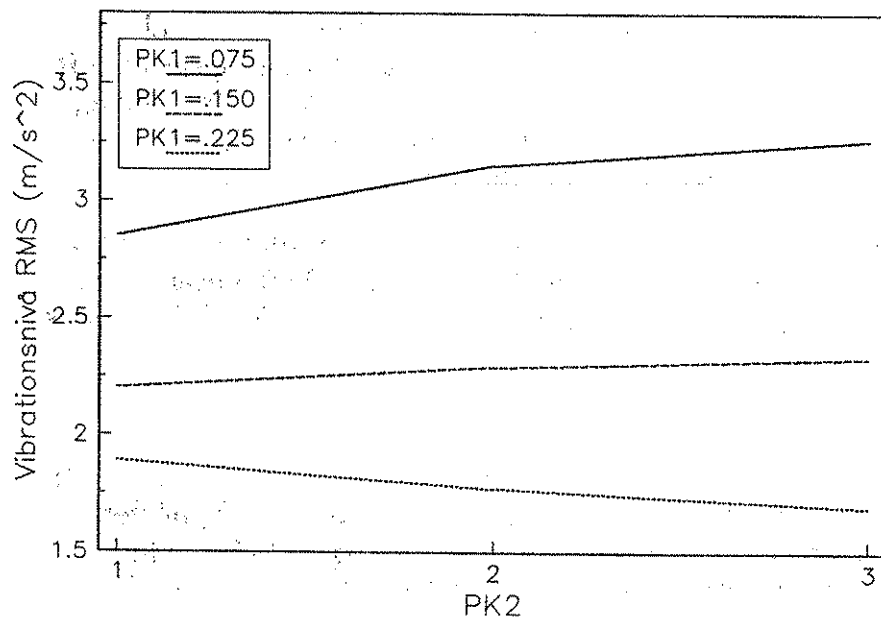


Fig. 63. Väg vibrationsnivå i x-led för varierande olinjära infästningar av de vertikalt stående upphängningselementen vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

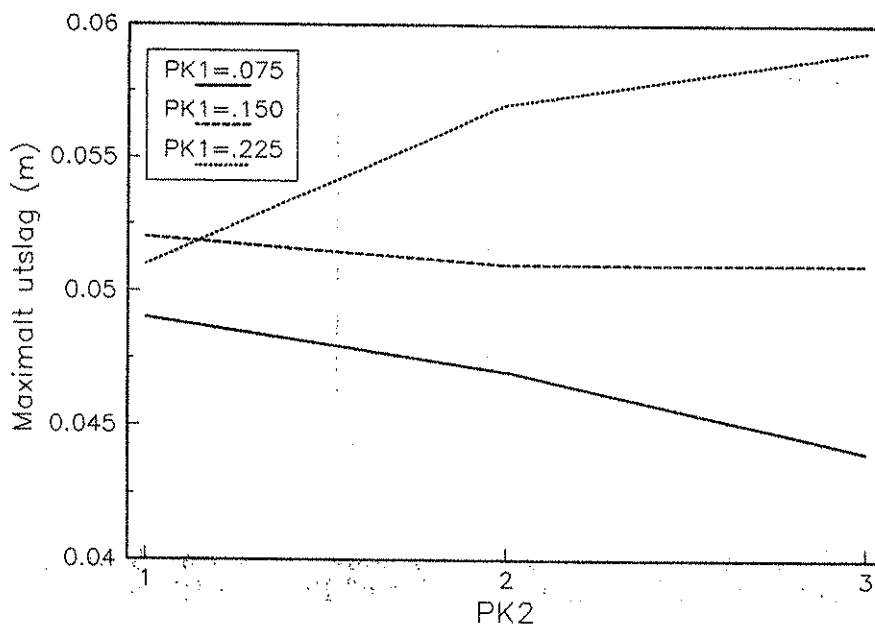


Fig. 64. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led för hyttens tyngdpunkt med varierande olinjära infästningar av de vertikalt stående upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

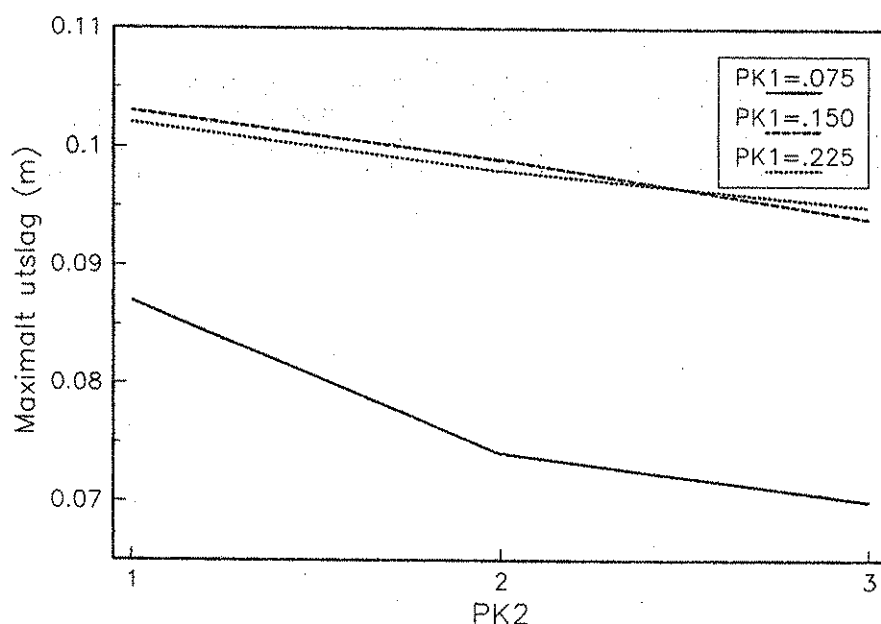


Fig. 65. Maximalt utslag från jämvikts-läget i x-led för hyttens tyngdpunkt med varierande olinjära infästningar av de vertikalt stående upphängnings-elementen vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

8.2.3.3 Tolkning

Simuleringarna visar att det är fullt möjligt att minska utslagen i sidled genom att utnyttja vertikala element vars infästning har olinjär karakteristika och ger en högre fjädringskonstant i lägen långt ifrån jämviktsläget.

Figur 62 och 63 visar dock att stor olinearitet (stort $PK1$) ger kraftigt ökade vibrationsnivåer speciellt vid körning på mycket ojämnt underlag. Minskningen av de maximala utslagen sker alltså till priset av rejält förhöjda vibrationsbelastningar på föraren. Föregående försök visar att samma minskning av utslagen kan ske med mindre ökning av vibrationsbelastningen om olinjära horisontella dämpare utnyttjas.

8.3 Inverkan av upphängningselementens placering i höjddled

8.3.1 Förutsättningar

En viktig faktor vid utformningen av en vibrationsdämpande hyttupphängning är elementens placering.

De här redovisade simuleringarna har utförts för att undersöka hur läget för upphängningselementens infästningspunkter i vertikalled påverkar vibrations-transmissionen. Samtliga infästningspunkter för upphängningselementen i hytten har samma höjd över marken vid jämviktsläge. Denna höjd har varierats så att inverkan av fästningspunkter 1,0 m under till 1,0 m över hyttens tyngdpunkt har undersökts. Övriga parametrar är definierade som i basupphängningen. Simuleringar har som tidigare utförts för körning över två olika provbanor och de analyserade parametrarna är också samma som tidigare.

8.3.2 Resultat

Utförliga resultat finns redovisade i bilaga 12.7. Resultat för de simulerade körningarna på Bana 1 visas också i figur 66-68. Resultaten från körningarna på den mera ojämna banan visade med något undantag samma tendenser och redovisas bara i bilagan. De redovisade vibrationerna och utslagen från jämviktsläget gäller samtliga för en punkt motsvarande hyttens tyngdpunkt.

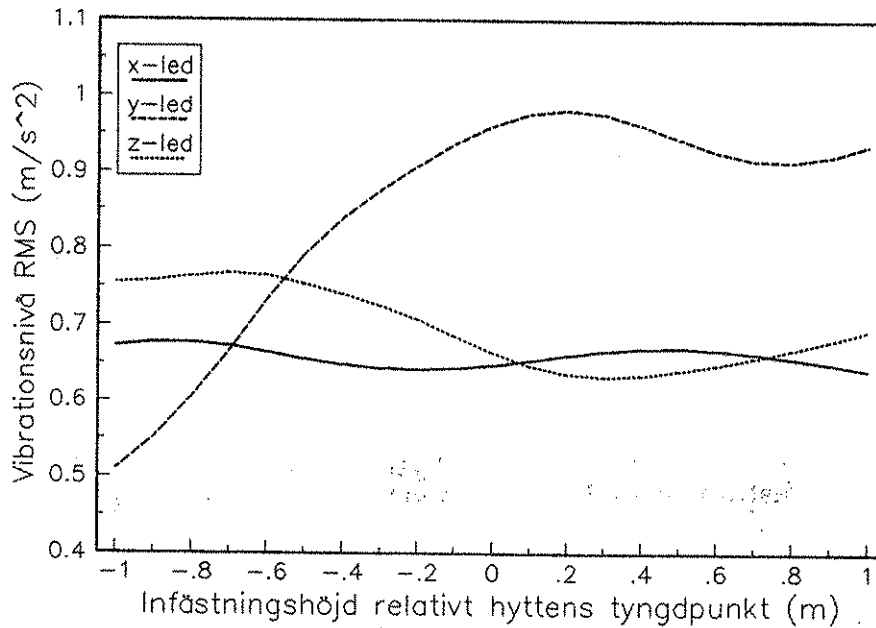


Fig. 66. Vägda vibrationsnivåer i x-, y- och z-led för upphängningar med varierande infästningshöjd för elementen relativt hyttens tyngdpunkt vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

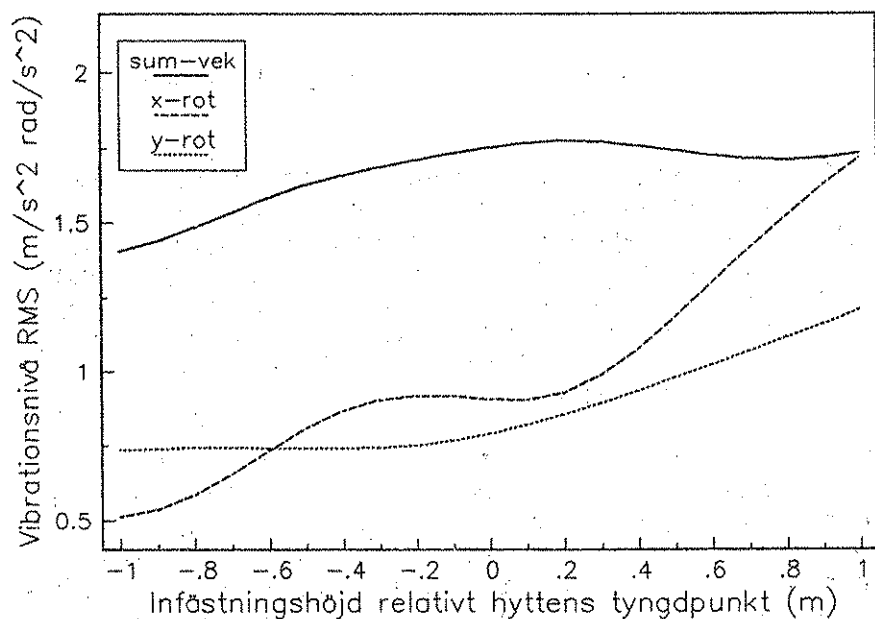


Fig. 67. Vägd vibrationsnivå (summavektor ISO 2631) samt rotationsvibrationer runt x- och y-axeln för upphängningar med varierande infästningshöjd för elementen relativt hyttens tyngdpunkt vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

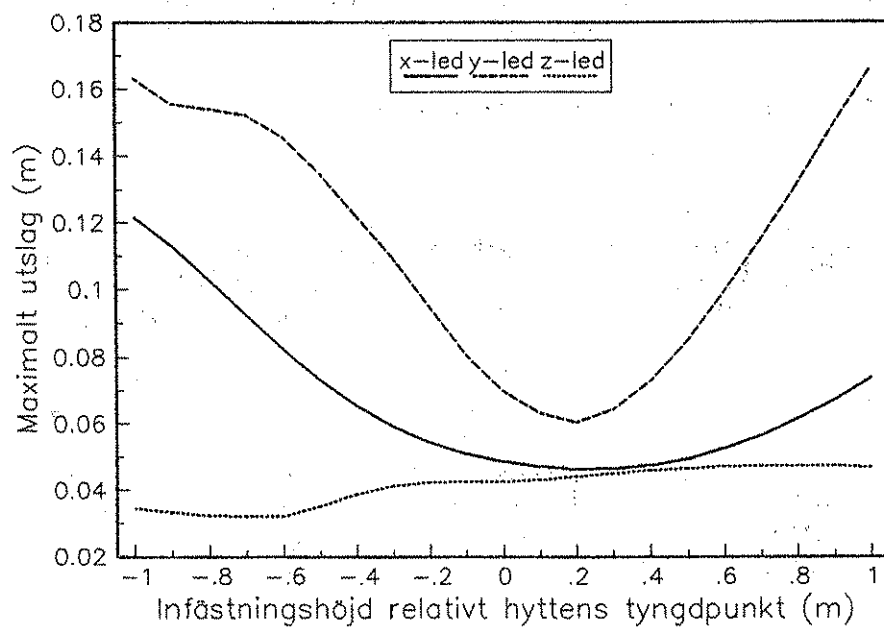


Fig. 68. Maximala utslag för hyttens tyngdpunkt relativt jämviktsläget i x-, y- och z-led för upphängningar med varierande infästningshöjd för elementen relativt hyttens tyngdpunkt vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

8.3.3 Tolkning

Upphängningselementens infästningshöjd har stor inverkan på vibrationernas fortplantning till hytten.

En upphängning placerad högt upp ger ökade rotationsaccelerationer kring både x- och y-axeln. Orsaken kan antas vara att upphängningen blir slängigare och får en tendens till pendeleffekt med vridningscentrum approximativt i höjd med infästningsplanet. Relativt sett ökas rotations-vibrationerna runt x-axeln mest när upphängningspunkterna höjs, vilket kan förklaras av att den basupphängning som simuleras bara har 1,2 m i sidled mellan infästningspunkterna för de vertikala elementen medan avståndet i längsled (x-led) är 2,0 meter och därför ger större stabilitet mot rotationsaccelerationer runt y-axeln.

Accelerationen i z-led påverkas litet av elementens infästningshöjd. Accelerationsnivåerna i x-led är vid simuleringar med insignal från Bana 1 relativt opåverkade av infästningshöjden, medan de vid simuleringar med insignal från Bana 2 och körning i 6 km/h visar samma tendens som accelerationen i y-led med sjunkande värden när avståndet mellan upphängningsplan och infästningsplan ökar. Resultaten från simuleringarna med de olika insignalerna visar i övrigt ungefär samma tendenser men med olika nivåer på siffrorna.

En låg infästningshöjd ger minskad total vibrationsbelastning mätt vid en punkt motsvarande hyttens tyngdpunkt. De maximala utslagen från jämviktsläget och därmed kraven på utrymme i konstruktionen ökar dock också kraftigt när avståndet mellan upphängningsplanet och hyttens tyngdpunktsplan ökar. De minsta maximala utslagen uppnås med ett upphängningsplan något över hyttens tyngdpunkt.

8.4 Inverkan av upphängningselementens placering i sidled

8.4.1 Förutsättningar

En fjädrande och dämpande upphängning som den beskriven i kapitel 6.11 har en överföringsfunktion som är beroende av hur de vertikala upphängningselementen är placerade i x- och y-led. Bl a påverkas upphängningens egenfrekvens för rotationsrörelser runt x- och y-axeln direkt av elementens avstånd från hyttens tyngdpunkt.

Simuleringar har gjorts för att undersöka hur de nämnda parametrarna påverkar de vägda vibrationsnivåerna i x-, y- och z-led, rotationsvibrationernas nivå runt x- och y-axeln samt de maximala värdena för hyttens vinkelavvikelse relativt chassit under den simulerade körsträckan över provbanan. Hyttens vinkelavvikelse bedömdes vara intressantare att analysera än de rätlinjiga utslagen eftersom de varierade parametrarna i huvudsak påverkade transmissionen av rotationsrörelser.

Avståndet mellan de vertikala elementen, vilka har placerats symmetriskt med avseende på hyttens tyngdpunkt och är fastsatta i höjd med tyngdpunkten, har i x-led varierats mellan 0,6-3,0 meter och i y-led 0,6-2,0 meter. När avståndet varierats i x-led har avståndet i y-led hållits konstant = 1,20 meter, medan när avståndet varierats i y-led har avståndet i x-led varit 2,0 meter. Dessa värden har valts då de kan antas vara möjliga att utnyttja i en verklig tillämpning.

De fyra horisontella dämparelementen har också flyttats motsvarande de vertikala men deras placering i sidled har mycket liten inverkan på upphängningens karakteristik så länge de är symmetriskt placerade runt hyttens tyngdpunkt och rotations-accelerationerna runt z-axeln antas vara försumbara.

De horisontella och vertikala upphängningselementens fjädrings- och dämpningskarakteristik har i övrigt definierats enligt beskrivning i kapitel 6.11. Liksom för tidigare simuleringar har dessa gjorts dels på ett relativt jämnt underlag (Bana 1) med en för underlaget normal hastighet, dels på ett mycket ojämnt underlag (Bana 2) med förhöjd hastighet för att undersöka inverkan av upphängningsparametrarna både vid normala och extrema vibrationsbelastningar.

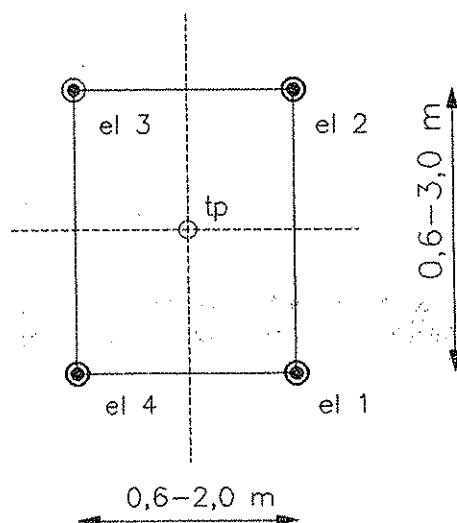


Fig. 69. Hytten sedd uppifrån med de undersökta placeringarna av elementen i sid- och längsled utmärkta.

8.4.2 Resultat

Fullständiga resultat finns redovisade i bilaga 12.8. Accelerationsnivåerna för rotationer runt x- och y-axeln och de maximala vinkelutslagen för hytten med olika upphängningar vid körning på Bana 1 i 12 km/h finns redovisade i figur 70-73.

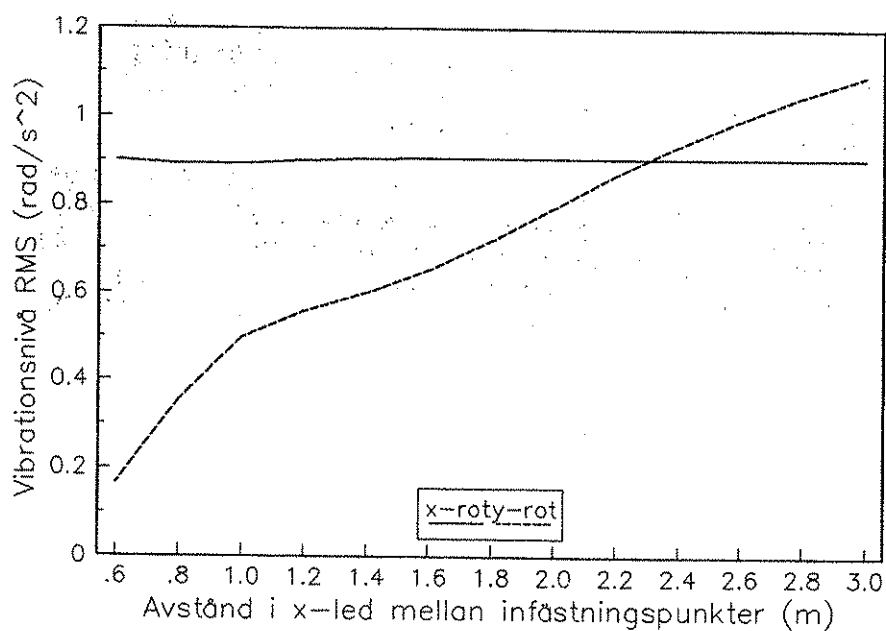


Fig. 70. Vibrationsnivå för rotationer kring x- och y-axeln för upphängningar med varierande avstånd i x-led mellan de vertikala upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

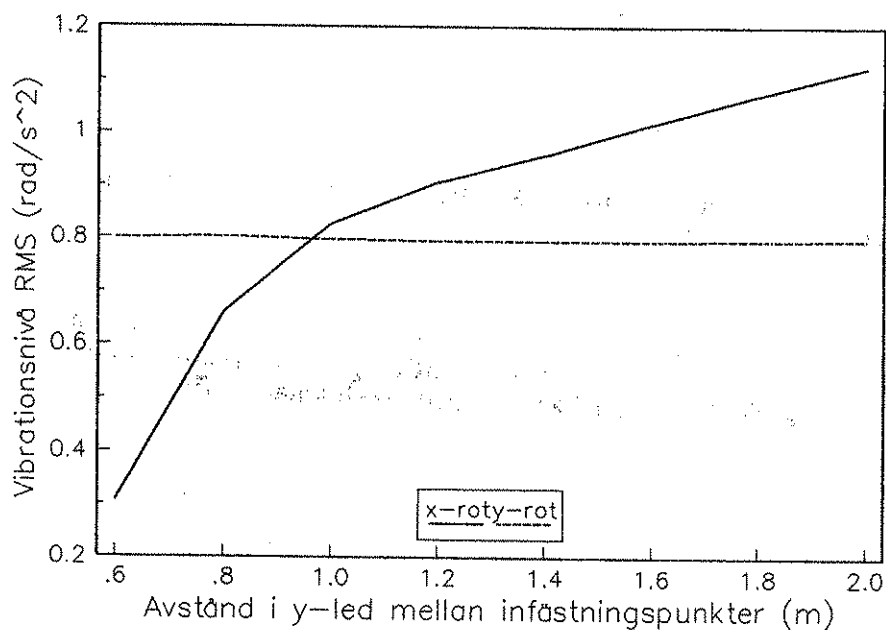


Fig 71. Vibrationsnivå för rotationer kring x- och y-axeln för upphängningar med varierande avstånd i y-led mellan de vertikala upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

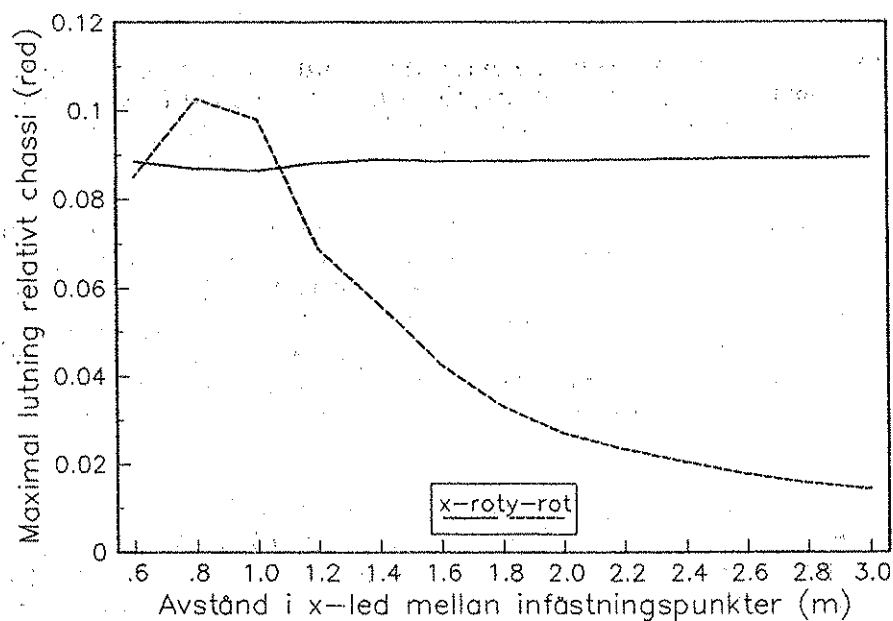


Fig. 72. Maximal vinkelavvikelse mellan hytt och chassi med avseende på x- och y-axeln för upphängningar med varierande avstånd i x-led mellan de vertikala upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

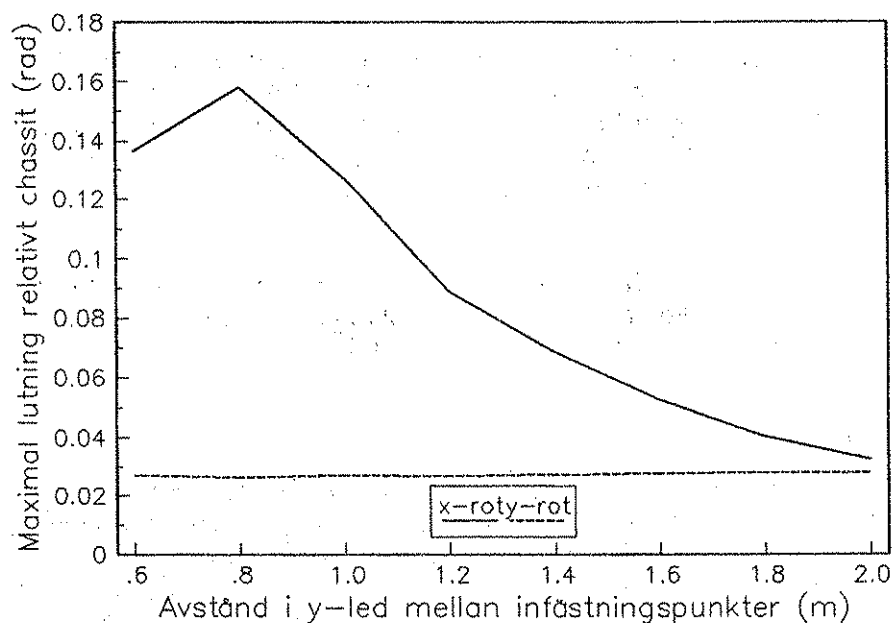


Fig. 73. Maximal vinkelavvikelse mellan hytt och chassi med avseende på x- och y-axeln för upphängningar med varierande avstånd i y-led mellan de vertikala upphängningselementen vid körning på Bana 1 i 12 km/h.

8.4.3 Tolkning

Varieras upphängningselementens avstånd i x-led när avståndet i y-led hålls konstant påverkas nästan enbart överföringen av rotationsvibrationer runt hyttens y-axel. Transmissionen av rörelser i övriga dimensioner förblir i det närmaste konstant.

Med ett litet avstånd mellan de vertikala upphängningselementen i x-led minskar upphängningens egenfrekvens för rotationsrörelser runt y-axeln, vilket ger en mjukare upphängning vilket medverkar till lägre vibrationsnivåer. I den definierade upphängningen där alla element är infästa i höjd med hyttens tyngdpunkt blir egenfrekvensen direkt proportionell mot avståndet mellan elementen i sidled. Avståndet 0,6 meter motsvarar en approximativ egenfrekvens under 0,5 Hz, vilket förklarar de låga vibrationsnivåerna för rotationsrörelser runt y-axeln som en sådan upphängning medverkar till.

Samtidigt som vibrationsnivån sjunker med minskande avstånd mellan elementen ökar som väntat värdena för de maximala avvikelserna i vinkel relativt x- och y-axel mellan hytt och chassi. De stora utslagen ställer ökade krav på utrymmet i den färdiga konstruktionen och kan dessutom antas ge föraren en viss osäkerhetskänsla.

Upphängningens ändrade egenskaper när det horisontella avståndet mellan elementen varieras i y-led följer samma tendenser som när avståndet varieras i x-led med skillnaden att det är vibrationsnivåer och max-utslag runt x-axeln som påverkas.

Jämför man resultaten från Bana 1 och Bana 2 är tendenserna desamma med skillnaden att nivåerna för rotationsvibrationerna generellt är högre på den ojämna banan. De maximala utslagen har däremot ungefär samma storleksordning på båda banorna, vilket är något oväntat, men troligen har de vertikala elementens olinjära dämpningskaraktistik medverkat till att begränsa maxutslagen.

Simuleringar har också gjorts där både avstånd i x- och y-led varierats samtidigt. Resultaten har i likhet med de ovan redovisade simuleringarna visat att överföringen av rotationsvibrationer runt x-axeln påverkas nästan enbart av elementens avstånd i y-led och tvärtom.

8.5 Optimeringsresultat

Den tidigare beskrivna evolutions-algoritmen har utnyttjats för att ta fram den "optimala" upphängningen, dvs den parameterkombination som ger bäst värde på målfunktion samtidigt som ett antal bivillkor uppfyllts. Som målfunktion har utnyttjats den i ISO 2631 definierade summavektorn vilken ger ett mått på förarens totala vibrationsbelastning. Som bivillkor har definierats geometriska begränsningar och maximala tillåtna rörelser i upphängningen.

8.5.1 Inverkan av tillgängligt utrymme

8.5.1.1 Förutsättningar

Försöken utfördes för att undersöka hur storleken på det tillgängliga utrymmet påverkar möjligheten att utforma en effektiv upphängning. Syftet var också att undersöka hur den optimala upphängningskaraktistiken påverkades när det tillgängliga utrymmet ändrades.

Upphängningens geometriska utformning definierades enligt den basupphängning som beskrivits och utnyttjats i tidigare kapitel.

Optimerings-algoritmen programmerades att ta fram den vertikala och horisontella upphängningskaraktistisk med linjär fjädring och olinjär dämpning som minimerar vibrationsbelastningen i hytten (ISO 2631 summavektor) mätt vid hyttens tyngdpunkt. De optimerade parametrarna var upphängningens vertikala och horisontella egenfrekvens samt de olinjära dämparelementens karakteristika i vertikal- och horisontalled. Sammanlagt 8 parametrar optimerades (

f_{nH} , f_{nH} , R_{OV} , R_{OH} , $PK1_{CV}$, $PK1_{CH}$, $PK2_{CV}$, $PK2_{CH}$). Med hjälp av dessa parametrar kunde siffervärdena för samtliga upphängningsparametrar bestämmas.

För att inte de statiska utslagen i upphängningen skulle bli för stora definierades den minsta tillåtna egenfrekvensen till 0,75 Hz i vertikalled och 0,5 Hz i horisontalled.

Som bivillkor definierades att hyttens utslag från jämviktsläget inte fick överstiga en viss gräns, mätt vid tyngdpunkten, vid körning på Bana 2 i 6 km/h. De svängningar som uppstod vid denna körning bedömdes vara de värsta som kan belasta föraren utan att denna mister kontrollen över fordonet. Normalt hade föraren tro-ligen minskat hastigheten innan dessa extremlastningar uppstått. Gränsen för de tillåtna utslagen varierades mellan 0,075 och 0,125 m och gällde i alla 3 dimensionerna.

Målet för den första undersökningen var att hitta en upphängning som fungerade bra både vid körning på normalt och på extremt ojämnt underlag. Därför definierades målfunktionen som genomsnittet av den vägda vibrationsbelastningen vid körning på Bana 1 i 12 km/h och samma värde vid körning på Bana 2 i 6 km/h.

8.5.1.2 Resultat

Det stora antalet optimerade parametrar medverkade till att en mängd lokala minima fanns i målfunktionen. I flera fall gav upprepade körningar som resultat att en annan optimal punkt nåddes. De framtagna lösningarna kan därför inte säkert betraktas som absoluta minimum. I inget fall var dock avvikelser i målfunktionens värde för de alternativa lösningarna mer än 1,5 %.

Den optimala upphängningskaraktistiken vid nämnda bivillkor redovisas i tabell E. De accelerationsnivåer som uppstår vid simulerad körning på de båda provbanorna med den optimerade upphängningen redovisas i tabell F och G och delvis i figur 74. Vibrationsnivåerna i x-, y- och z-led är vägda värden.

Tabell E. Optimal upphängningskarakteristik med bivillkor enligt ovan

Tillåtet utslag (m)	f_{nV} (Hz)	f_{nH} (Hz)	R_{oV}	R_{oH}	$PK1_{cV}$ (m)	$PK1_{cH}$ (m)	$PK2_{cV}$	$PK2_{cH}$
0,075	0,75	0,50	0,94	1,08	0,052	0,055	1,47	2,50
0,10	0,75	0,50	0,74	0,82	0,089	0,085	2,40	3,40
0,125	0,75	0,50	0,64	0,67	0,141	0,123	2,78	5,85

Tabell F. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen vid körning på Bana 1 i 12 km/h

Tillåtet utslag (m)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	summavektor (m/s ²)	xrot (rad/s ²)	yrot (rad/s ²)
0,075	0,56	0,82	0,81	1,60	0,71	0,83
0,10	0,54	0,80	0,64	1,50	0,67	0,72
0,125	0,54	0,81	0,59	1,49	0,68	0,67

Tabell G. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen vid körning på Bana 2 i 6 km/h

Tillåtet utslag (m)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	summavektor (m/s ²)	xrot (rad/s ²)	yrot (rad/s ²)
0,075	1,43	0,97	2,20	3,27	1,22	1,77
0,10	1,23	0,92	1,95	2,90	1,06	1,65
0,125	1,10	0,88	1,74	2,63	0,87	1,50

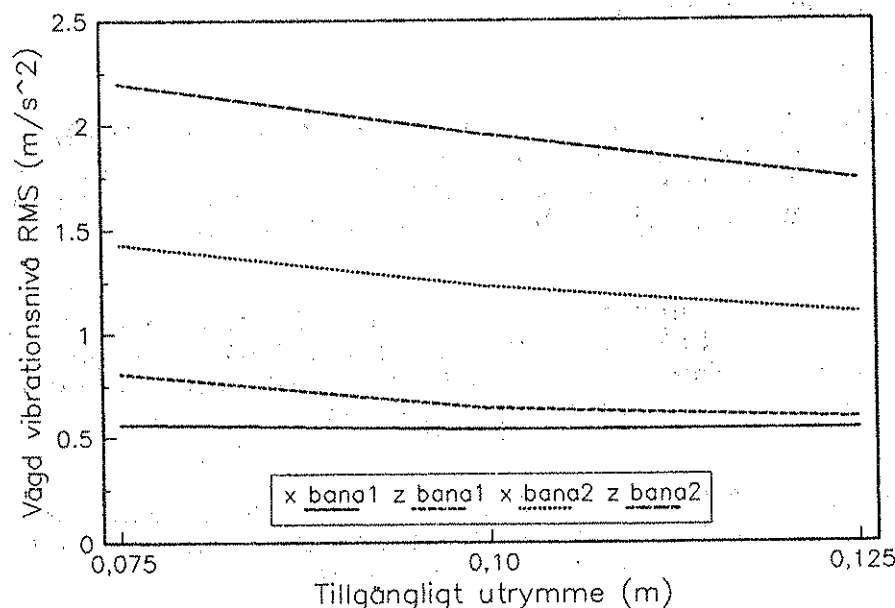


Fig 74. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen med olika tillgängliga utrymmen i konstruktionen vid körning på olika underlag.

8.5.1.3 Tolkning

Resultaten visar som väntat att möjligheterna att utforma en upphängning med god vibrationsdämpande förmåga ökar när det tillgängliga utrymmet blir större.

Den optimala egenfrekvensen är i både vertikal och horisontal riktning lika med den som definierats som minsta tillåtna. Den optimala dämpningen i jämviktsläget (R_{0V} och R_{0H}) minskar som väntat när utrymmet ökar medan $PK1_{cV}$ och $PK1_{cH}$ minskar. Detta leder tillsammans till en mjukare upphängning. Resultaten visar också att den optimala upphängningen blir mera progressiv (större $PK2_{cV}$ och $PK2_{cH}$) när det tillgängliga utrymmet ökar. Detta gäller både i vertikal och horisontal riktning.

Målfunktionen var definierad som det genomsnittliga värdet av summavektorn vid körning på de båda underlagen. Eftersom nivån på vibrationerna vid körningen på den grova banan var högre än på den jämnare medförde en relativt sett lika stor minskning av vibrationerna på denna bana en större inverkan på målfunktionen än samma minskning på den jämna banan. Den optimala upphängningen blir därför mera utformad för att vara en bra lösning till den ojämna banan, vilket märks på att summavektorns relativa minskning är mycket större på denna bana (19 % resp 7 %) när utrymmet ökar 0,05 m. Vid körning på det jämnare underlaget blir det i flera riktningar överhuvudtaget ingen minskning av vibrationsnivån vid utnyttjande av en upphängning optimerad för att utnyttja ett större utrymme.

8.5.2 Upphängning för jämnare underlag

8.5.2.1 Förutsättningar

I de tidigare redovisade optimeringarna är målfunktionen definierad som medelvärde av vibrationsbelastningen på det jämnare och det mera ojämna underlaget. Vid normal körning är det troligen så att underlaget oftast motsvaras av den jämnare provbanan. Bara i undantagsfall är vibrationsbelastningen så stor som vid körning på den ojämna banan.

Undersökningen har utförts för att ta fram den optimala upphängningens karakteristik när målfunktionen tar 4 gånger så stor hänsyn till egenskaperna på den jämna provbanan som på den ojämna. En jämförelse ger då möjlighet att bedöma hur stora förändringar i den optimala karakteristiken som blir resultatet när större hänsyn tas till egenskaperna vid körning på mera normalt underlag.

Alla förutsättningar är i övrigt definierade på samma sätt som för tidigare optimeringar. Som bivillkor utnyttjades att tyngdpunktens maximala utslag från jämviktsläget inte fick överstiga 0,10 m i någon dimension under körningen på de båda banorna.

8.5.2.2 Resultat

Den optimala upphängningen finns redovisad i tabell H. Accelerationsnivåerna vid simulerad körning på provbanorna finns i tabell I.

Tabell H. Optimal upphängningskarakteristik med bivillkor enligt ovan

f_{nV} (Hz)	f_{nH} (Hz)	R_{OV}	R_{OH}	$PK1_{cV}$ (m)	$PK1_{cH}$ (m)	$PK2_{cV}$	$PK2_{cH}$
0,75	0,5	0,59	0,74	0,078	0,081	3,96	1,48

Tabell I. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen vid körning på olika provbanor

Bana	Hastighet (km/h)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	summavektor (m/s ²)	x _{rot} (rad/s ²)	y _{rot} (rad/s ²)
1	12	0,54	0,81	0,59	1,47	0,68	0,68
2	6	1,25	0,92	2,04	2,98	1,27	1,88

8.5.2.3 Tolkning

Som väntat ger en upphängning framtagna vid en optimering som tar större hänsyn till egenskaperna vid körning på ett jämnare underlag också bättre vibrationsdämpning på detta underlag än upphängningen optimerad i kapitel 8.5.1. Den här framtagna upphängningen fungerar dock sämre på det extremt ojämna underlaget vilket också är logiskt. Förändringarna är dock i båda fallen ganska små.

Förändringarna blir något tydligare på utformningen av den optimala upphängningen. Den här framtagna upphängningen får i vertikalled mjukare dämpning i medelläget men mera utpräglad progressivitet jämfört med den där större hänsyn tagits till egenskaperna på det ojämna underlaget. I horisontalled minskar istället progressiviteten.

8.5.3 Linjär upphängning

8.5.3.1 Förutsättningar

De utförda optimeringarna har hittills haft som mål att optimera en upphängning med linjär fjäder- och olinjär dämparkarakteristik.

Optimeringar har också utförts för att undersöka hur en upphängning med linjära element skall vara utformad för att uppfylla samma krav som i tidigare försök. Den vibrationsdämpning som kan uppnås med de båda principerna kan också jämföras för att få en uppfattning om fördelarna med att utnyttja olinjära element.

De optimerade parametrarna var här upphängningens vertikala och horisontella egenfrekvens samt den horisontella och vertikala dämpningsgraden. Samma förutsättningar som i kapitel 8.5.1 utnyttjades i övrigt med lika vägning av banorna och 0,10 m fritt utrymme.

8.5.3.2 Resultat

Den optimala upphängningen finns redovisad i tabell J. Vibrationsnivåerna vid simulerad körning på provbanorna finns i tabell K.

Tabell J. Optimal upphängningskarakteristik med bivillkor enligt ovan

f_{NV} (Hz)	f_{NH} (Hz)	R_V	R_H
0,75	0,5	1,19	1,23

Tabell K. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen vid körning på olika provbanor

Bana	Hastighet (km/h)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	summavektor (m/s ²)	x_{rot} (rad/s ²)	y_{rot} (rad/s ²)
1	12	0,56	0,80	0,81	1,59	0,71	0,82
2	6	1,37	0,96	1,97	3,06	0,96	1,49

8.5.3.3 Tolkning

Den optimala linjära upphängningen med bivillkoret att fjädringsutslaget inte får överstiga 0,10 m i någon dimension får en mycket hård dämpning. Egenfrekvensen för upphängningen blir i båda riktningarna fortfarande lika med den som i förutsättningarna definierats som minsta tillåtna.

Den optimerade linjära upphängningen får som väntat sämre vibrationsdämpande förmåga än den olinjära optimerad för samma utrymme. Det vägda värdet (sum-mavektorn) stiger från $1,50 \text{ m/s}^2$ till $1,59 \text{ m/s}^2$ på den jämna banan, och från $2,90 \text{ m/s}^2$ till $3,06 \text{ m/s}^2$ på den grova.

8.5.4 Inverkan av minsta tillåtna egenfrekvens

8.5.4.1 Förutsättningar

De tidigare simuleringsresultaten har visat att samtliga optimala upphängningar haft en egenfrekvens lika med den som definierats som minsta tillåtna. Detta visar att storleken för denna begränsning kan ha stor inverkan på möjligheterna att utforma en effektiv upphängning.

En låg egenfrekvens i vertikalled ger större statiska fjädringsutslag vid exempelvis ändrad förartygd eller en extra medåkande passagerare. En låg egenfrekvens i horisontalled ger ökade sidförskjutningar vid körning i sidlut o dyl.

Syftet med optimeringen var att undersöka den optimala upphängningens karaktistik när den minimala egenfrekvensen i vertikalled ökats med $0,25 \text{ Hz}$ i vardera riktningen för att få ett mått på känsligheten för storleken på denna parameter. I övrigt ändrades inga förutsättningar i förhållande till den inledande körningen.

Vibrationsnivåerna vid körning på de båda provbanorna vägdes lika och optimeringarna utfördes bara med $0,10 \text{ m}$ som maximalt tillåtet utslag.

8.5.4.2 Resultat

Den optimala upphängningen finns redovisad i tabell L. Vibrationsnivåerna vid simulerad körning på provbanorna finns i tabell M.

Tabell L. Optimal upphängningskaraktistik med bivillkor enligt ovan

f_{nV} (Hz)	f_{nH} (Hz)	R_{0V}	R_{0H}	$PK1_{cV}$ (m)	$PK1_{cH}$ (m)	$PK2_{cV}$	$PK2_{cH}$
1,00	0,75	0,67	0,82	0,110	0,155	1,80	3,94

Tabell M. Vibrationsnivåer för den optimala upphängningen vid körning på olika provbanor

Bana	Hastighet (km/h)	x (m/s^2)	y (m/s^2)	z (m/s^2)	summavektor (m/s^2)	xrot (rad/s^2)	yrot (rad/s^2)
1	12	0,65	0,95	0,77	1,79	0,83	0,83
2	6	1,59	1,12	2,23	3,52	1,17	1,74

8.5.4.3 Tolkning

Den minsta tillåtna egenfrekvensen har stor inverkan på möjligheterna att utforma en effektiv upphängning. När denna siffra ökas med 0,25 Hz i båda riktningarna blir resultatet en ökad vibrationsbelastning i alla dimensioner på föraren som utnyttjar den optimala upphängningen. Speciellt stor är ökningen vid körning på det mycket ojämna underlaget.

Intressant är att den optimala upphängningen med denna förhöjda egenfrekvens inte utnyttjar hela det givna utrymmet i x- och y-led, vilket alla tidigare upphängningar med lägre egenfrekvens gjort. Den optimala upphängningen ger bara ett maximalt utslag i x- och y-led på ca 0,075 resp 0,08 m trots att 0,10 m är tillgängligt.

9 DISKUSSION

9.1 Modellens användbarhet

Den framtagna modellen har visat sig mycket användbar för att undersöka hur olika parametrar inverkar på funktionen av en fjädrande och dämpande förbindelse mellan maskinchassi och hytt. Utformningen av modellen är sådan att begränsningarna är mycket få vid definitionen av de olika upphängningsparametrarna, och modellens uppbyggnad har inte någon gång under arbetet begränsat möjligheterna att undersöka intressanta parametrars påverkan.

Användningen av den utvecklade modellen är inte på något sätt begränsad till just hytt-tillämpningar, utan kan utnyttjas för att undersöka egenskaperna för fjädrande och dämpande upphängningar mellan valfria stela kroppar i 6 frihetsgrader.

Den beskrivna optimeringstekniken bygger på att optimera en målfunktion samtidigt som ett antal bivillkor blir uppfyllda. Bivillkoren kan bestå av genom konstruktionen bestämda placeringar av element, maximalt utrymme vid speciella punkter eller i speciella riktningar m fl speciella hänsyn. Flera av dessa kan vara ganska svåra att förutse i en allmän undersökning av den typ som redovisas här.

Syftet var därför att utveckla en metod som kunde hjälpa konstruktören att ta fram den optimala upphängningen när denne hade specificerat de för sin konstruktion bestämda villkoren. De simuleringar som utförts för att undersöka hur vissa ganska allmänt hållna bivillkor påverkar den optimala utformningen visar förutom intressanta resultat också att metoden fungerar och är möjlig att utnyttja som konstruktions-hjälpmedel.

9.2 Validering

Modellen är validerad genom att jämföra vibrations-transmissionen i praktiska försök med den som datamodellen tagit fram när samma indata definierats.

Resultaten visar att modellens överensstämmelse med verkligheten är god, vilket inte var oväntat eftersom de utnyttjade sambanden i huvudsak bygger på klassisk mekanik, samtidigt som få förenklande antaganden har behövts göras.

Syftet med en del av arbetet var att ta fram den hyttupphängning som ger den bästa möjliga arbetsmiljön i hytten. För att validera hela arbetet tillsammans med det standardiserade sättet att bedöma vibrationernas inverkan på människan skulle en annan uppläggning av valideringen vara möjlig. Försökspersoner skulle då få köra traktorer med dels en upphängning optimerad enligt ISO 2631 normen, dels med en upphängning som bedömts att inte vara fullt så bra. Personernas subjektiva värdering av de olika arbetsplatserna skulle då ge en uppfattning om den bästa arbetsplatsen verkligen tagits fram.

Det beskrivna försöket skulle kunna ge intressanta resultat men genomförandet skulle kräva betydande resurser som projektbudgeten inte medgav. För att minska inverkan av den personliga variationen skulle ett relativt stort antal försökspersoner också behövas. Eftersom ett stort antal faktorer vägs in i den mänskliga bedömningen skulle det också vara svårt att bedöma var orsakerna till en eventuell dålig överensstämmelse i resultaten fanns.

9.3 Resultatens allmänna tillämpbarhet

Motiven för att utföra simuleringarna i tidsplanet är redovisade i metodutvecklingsdelen av rapporten. Vid denna typ av simulering finns möjligheter att i detalj beskriva de utnyttjade upphängningselementens arbetssätt. Detta ger, jämfört med simulering i frekvensplanet mycket större möjligheter att beskriva det verkliga skeendet i systemet. Varje upphängning ger naturligtvis resultat som är direkt kopplade till den definierade uppbyggnaden.

Den grundutformning som utnyttjats ger möjlighet att definiera approximativa egenfrekvenser och dämpningsgrader i de rörliga dimensionerna. Denna möjlighet har utnyttjats för att inte behöva redovisa svårtolkade siffrvärden för de använda konstanterna. Den bidrar också till att göra resultaten mycket tillämpbara vid konstruktionen av en upphängning som utnyttjar en annan typ av element, men där det är möjligt att beräkna approximativa egenfrekvenser och dämpningsgrader p s s som för den utnyttjade upphängningen. Resultaten blir inte exakt konverterbara men bör ge god överensstämmelse i de flesta fall.

9.4 Val av dimensionerande villkor

Storleken på det tillgängliga utrymmet i en konstruktion har stor inverkan på hur effektiv vibrationsdämpning som är möjlig att uppnå. Andra undersökningar har visat att direkta genomslag ger upphov till mycket höga momentana vibrationsnivåer och upplevs av föraren som extremt obehagliga, varför slutsatsen är att de inte får förekomma.

Många typer av konstruktioner bygger på att säkerhetsfaktorer mot felfunktion, brottsbelastning el dyl byggs in. Detta måste göras även i en hyttfjädringskonstruktion, där en av säkerhetsfaktorerna beskriver säkerheten mot genomslag. Problemet i det senare fallet är att ingen allmän definition finns för vad som är den maximala lasten, vilket är fallet för de flesta andra konstruktioner.

Den maximala belastningen måste definieras på något sätt. I de redovisade beräkningarna har den definierats som den vibrationsnivå som uppstår på traktor-chassit vid körning på ett mycket ojämnt specificerat underlag med en specificerad hastighet. Antagandet görs då att föraren när han uppmärksammar att en så hög vibrationsbelastning kommer att uppstå minskar hastigheten eller

på annat sätt ändrar inställningen av traktorn för att minska det obehag han kommer att bli utsatt för. Dessa vibrationsnivåer är troligen mycket sällan förekommande i normalt arbete.

Ett alternativ hade varit att på något statistiskt sätt beräkna sannolikheten för genomslag vid körning med en viss upphängning. Även denna metod bygger på ett antal svåra och osäkra antaganden. Liksom för den tidigare nämnda metoden måste bli ett typiskt underlag tas fram. Dessutom måste man på något sätt bestämma hur stor den typiska variationen är. Den statistiska metoden är förhållandevis lättare att tillämpa vid analys i frekvensplanet, men de ovan nämnda problemen kvarstår.

9.5 Vibrationsdämpande potential

Ett mått på hyttupphängningens vibrationsdämpande potential i allmänhet fås genom att jämföra de vibrationsnivåer som uppnås med den optimerade upphängningen i avsnitt 8.5.2 och de nivåer som redovisas i avsnitt 6.10 som gäller för en stum upphängning och omräknade till samma punkt i hytten. Upphängningen i 8.5.2 är optimerad för 0,10 meter tillgängligt utrymme. I målfunktionen har 4 gånger så stor hänsyn tagits till egenskaperna på den jämna provbanan jämfört med den grova.

ISO 2631 exponeringstids-bedömning är som tidigare nämnts utformad så att den procentuella förändringen av den tillåtna exponeringstiden mellan två belastningar kan beräknas utan att den osäkra bedömningen av absoluta tidsgränser behöver ske. Även detta värde är något osäkert men ger en indikation på de vinster som kan uppnås.

Vid körning på Banan 1 i 12 km/h sjunker värdet på den sammanvägda summavektorn från $2,52 \text{ m/s}^2$ till $1,47 \text{ m/s}^2$ vilket medför att föraren kan vistas i hytten 2,9 gånger så lång tid om den är fjädrande och dämpande upphängd. Vid körning på den grova banan i 6 km/h minskar summavektorn från det höga värdet $4,44 \text{ m/s}^2$ till $2,92 \text{ m/s}^2$ vilket motsvarar en ökning av tiden med 2,2 gånger. Hyttfjädringen ger alltså en betydande genomsnittlig vibrationsminskning på båda underlagen.

Jämför man nivåerna för enskilda dimensioner blir resultatet att hyttfjädringen ger betydande vinster i alla dimensioner som bedöms i standarden. Den dimension där den största vinsten uppnås vid körning på det jämnare underlaget är z-led. En del av denna vinst skulle dock även gå att uppnå med en konventionell sitsfjädring varför vinsterna i de övriga dimensionerna där en sitsfjädring har obetydlig effekt är minst lika värdefulla. Positivt är också de kraftigt minskade rotationsvibrationerna som hyttfjädringen medför speciellt vid körning på det jämnare underlaget.

9.6 Kommersiellt utnyttjande

De redovisade resultaten har tillsammans med tidigare redovisade undersökningar visat de betydande fördelar som går att uppnå genom att utnyttja en fjädrande och dämpande upphängning av förarhytten på en lantbrukstraktor. Den redovisade optimeringsmetoden erbjuder dessutom ett användbart verktyg för konstruktören av en sådan upphängning.

Att förse en traktor med en passiv hyttupphängning av den simulerade typen har av en traktor-tillverkare uppgivits medföra en merkostnad på 15-20 000 kronor i försäljningsledet. En relativt låg siffra om man antar att en ny traktor kostar 200-400 000 kronor. Lantbrukssektorn är dock för nuvarande utsatt för stort ekonomiskt tryck och de långsiktiga vinsterna som blir resultatet av en förbättrad arbetsmiljö är inte uppenbara för alla.

Den senaste tiden har sambanden mellan lantbrukarens arbetsmiljö och dennes fysiska och psykiska hälsa blivit allt mera belysta och medvetandet om vikten av en god arbetsmiljö ökat. Detta medför att prognoserna för att hyttfjädringstekniken skall få en mera allmän tillämpning inom lantbrukssektorn måste anses vara goda.

9.7 Behov av ytterligare forskning

Arbetet har varit inriktat på att undersöka lösningar som kan vara direkt tillämpbara i en produkt som förbättrar traktorförarens arbetsmiljö, varför endast passiva upphängningselement behandlats.

Vibrationsnivåerna i hytten går troligen att minska ytterligare genom att utnyttja upphängningselement med aktiv funktion. En sådan upphängning kräver dock ett avancerat och känsligt reglersystem för att fungera. De påfrestningar som komponenterna i en lantbrukstraktor måste utstå är stora och ställer betydande krav på hållbarhet och tillförlitlighet under hela traktorns livstid. För att det aktiva systemet skall bli kommersiellt möjligt krävs ett kraftigt minskat pris och mycket hög säkerhet och tillförlitlighet för den färdiga produkten vilket ställer stora krav på ytterligare utvecklingsarbete. Utformningen av ett aktivt system för den speciella vibrationsbilden som uppkommer i en lantbrukstraktor kräver dessutom att ytterligare forskning utförs.

Sambandet mellan belastande vibrationer i olika riktningar och det obehag som föraren känner när han blir utsatt för dessa är fastlagt i standardiserade normer. Svårigheterna att ta fram dessa bedömningsregler har varit stora och de är inte heller fullständiga. Påverkningarna på människan av vibrationer med frekvenser under 1,0 Hz ned mot sjösjukeområdet och av rotations-vibrationer är fortfarande dåligt utforskade.

Vissa försök har visat på en osäkerhetskänsla hos föraren när han inte känner den underliggande traktorns rörelser på ett tillräckligt direkt sätt, vilket kan bli fallet vid utnyttjandet av vissa typer av hyttupphängningar (Zylberstein, 1981). Dessa tendenser och orsakerna till dem är mycket ofullständigt utredda.

Sammanfattningsvis kan man säga att förutsättningarna för att förbättra traktorförarens arbetsmiljö med nya tekniska lösningar är fortfarande mycket stora, men att den bristande förståelsen för sambanden mellan tekniska mätvärden och mänskliga reaktioner ofta är en begränsande faktor.

10 SAMMANFATTNING

Vibrationerna som belastar föraren av en terränggående arbetsmaskin har flera negativa verkningar. Förutom medverkan till direkta fysiologiska skador på rygg och leder ger vibrationerna även andra kroppsliga obehag. Påfrestningarna leder till att arbetet som utförs får lägre kvalitet och maskinen blir sämre utnyttjad.

Tidigare redovisade praktiska och teoretiska studier visar att det är möjligt att effektivt minska den belastande vibrationsnivån genom att utnyttja en fjädrande och dämpande förbindelse mellan hytt och chassi.

De teoretiska undersökningarna av egenskaperna för olika typer av hyttfjädringar har i huvudsak byggts på analys i frekvensplanet varför de utvecklade modellerna varit linjära och utnyttjat upphängningselement med linjär karakteristik. Detta har medfört att resultatens överensstämmelse med verkligheten liksom dess praktiska tillämpbarhet varit begränsad.

Rapporten beskriver en modell för det dynamiska systemet fordonschassi-upphängning-hytt med sex frihetsgrader för varje kropp, utformad för simulering i tidsplanet.

Modellen är validerad mot mätningar utförda på en fullskale-modell av hytt och upphängning. Underlagets rörelse bestämdes av ett hydrauliskt skakbord med 5 frihetsgrader. Resultaten av valideringen visar att modellens överensstämmelse med verkligheten är god.

Studien är i första hand inriktad på kombinationen lantbrukstraktor-hyttfjädring men modellen är generell och fullt tillämpbar även på andra typer av fordon, speciellt terränggående arbetsmaskiner typ skogs- och entreprenadmaskiner.

Olika upphängningsparametrars inverkan på de vibrationsdämpande egenskaperna och på kraven på fritt utrymme tillgängligt för fjädringsrörelser har undersökts. Speciellt har inverkan av passiva olinjära element och varierande placering av upphängningselementen studerats.

En upphängning baserad på linjära element måste ha låg egenfrekvens för att ge god vibrationsdämpning, vilket medför krav på mycket stort tillgängligt utrymme för fjädringsrörelser för att undvika genomslag vid körning på mycket ojämna underlag.

Olinjära dämparelement med hårdare dämpning mot ändlägena gör det möjligt att utnyttja en upphängning med låg egenfrekvens utan att kraven på tillgängligt utrymme i konstruktionen blir för stora. Detta gäller både för vertikala och horisontella riktningar. Olinjär fjädring i horisontal led med större fjäderkonstant mot ändlägena ger också möjlighet att minska fjädringsutslagen. Till skillnad mot vid användningen av olinjära dämparelement medverkar den olinjära fjädringskarakteristiken dock också till kraftigt ökade vibrationsnivåer.

En låg fastsättningspunkt för upphängningselementen i förhållande till hyttens tyngdpunkt minskar den sammanvägda vibrationsnivån mätt vid hyttens tyngdpunkt. De maximala utslagen ökar dock när infästningspunkterna sänks. Minst maximala utslag uppnås med ett upphängningsplan något över hyttens tyngdpunkt.

Simuleringarna visar att när avståndet mellan infästningselementen ändras i sidled är det i huvudsak rotationsvibrationerna runt x-axeln som påverkas. Ett minskat avstånd ger bättre vibrationsdämpning men också ökade vinkelavvikelser mellan hytt och chassi vid körning på olika definierade underlag. Motsvarande resultat fås när avståndet varieras i längsled, men det är då i huvudsak rotationsvibrationer och vinkelavvikelser med avseende på y-axeln som påverkas.

Rapporten beskriver också en optimeringsmodell utformad för att ta fram den ur vibrationssynpunkt bästa upphängningen när de för konstruktionen speciella bivillkoren definierats. Bivillkoren kan exempelvis bestå av bestämda maximala tillgängliga utrymme vid speciella punkter eller restriktioner för upphängningselementens placering.

Optimeringsmodellen, vilken bygger på en evolutionsalgoritm, har utnyttjats för att ta fram den optimala utformningen av upphängningen vid några olika typer av allmänt definierade bivillkor. När bivillkoren varierats har förändringen av upphängningens optimala utformning och av den vibrationsdämpande förmågan studerats.

11 LITTERATUR

- Ahlén, A., Solbrand, G. och Sternad, M. 1982. Numerisk lösning av ett optimalstyrproblem med evolutionsmetoden. Opublicerat. Inst. för Teknologi, Uppsala.
- Bjurwald, M., Carlsöö, S., Hansson, J.-E. och Sjöflot, L. 1973. Helkroppsvibrationer - en teknisk-fysiologisk studie av arbetsställningar och förarstolar. Arbete och hälsa. 1973 (7).
- Bottoms, D.J. 1975. An experimental study of tractor drivers' posture using a swivelling seat. Paper presented at the 6:th International Congress of Rural Medicine, Cambridge, England.
- BS 6841, 1987. British Standard Guide to Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. British Standards Institution.
- Deltenre, A. och Destain, M.-F. 1990. Numerical simulation of Agricultural Tractors ride vibration. Paper presented at AgEng 1990, Berlin, Tyskland.
- ElMadany, M.M. 1987. An analytical investigation of Isolation systems for cab ride. Computers & Structures. 27 (5). sid 679.
- Elmqvist, H., Åström, K.J. och Schöntal, T. 1986. Simnon, User's Guide for MS-DOS Computers. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund.
- Griffin, M.J. 1989. Measurement and evaluation of whole body vibration at work. Proc. of the 3:rd International Symposium of the International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks, Wien, Österrike. sid 11.
- Gustafsson, L. 1989. Tidsstyrd simulering. Undervisningsmaterial. Inst. för Teknologi, Uppsala.
- Hansson, P.A. 1989. Laborationsbänk med möjlighet att simulera olika traktorers hydraulsystem - konstruktion och provning. Institutionsmeddelande 89:08, Institutionen för lantbruksteknik, Sveriges Lantbruksuniversitet, Uppsala.
- Harris, C.M. (ed). 1988. Shock and Vibration Handbook, Third Edition. McGraw-Hill. New-York.
- 't Hart, J. 1977. Suspended driver's cab for off-road vehicles. Leaflet no. 12, Delft University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Delft, Nederländerna.
- Hilton, D.J. och Moran, P. 1975. Experiments in Improving Tractor Operator Ride by Means of a Cab Suspension. J. agric. Engng Res. 20 (4). sid 433.
- ISO 2631. 1974. Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Organization for Standardization.
- Kauss, W. och Weigelt, H. 1980. Die gefederte Traktorkabine - verbesserter Schwingungsschutz und Fahrkomfort. Landtechnik (8/9). sid 396.

- Kjellberg, A. och Wikström, B-O. 1985. Whole-body vibration: exposure time and acute effects - a review. *Ergonomics*. 28 (3). sid 535.
- Lines, J.A., Whyte, R.T. och Stayner, R.H. 1989. Suspension for tractor cabs. *Proc. of the 3:rd International Symposium of the International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks*, Wien, Österrike. sid 143.
- Matlab. 1989. User's Guide. The MathWorks Inc, South Natick, Massachusetts.
- Matthews, J. 1973. The Measurement of Tractor Ride Comfort. *Society of Automotive Engineers*. SAE 730795. sid 2712.
- McKibben, E.G. 1927. The kinematics and dynamics of the wheel type farm tractor. *J. of Agric. Engng*. 8 (3). sid 15.
- McLeod, R.W. och Griffin, M.J. 1988. Performance of a complex manual control task during exposure to vertical whole-body vibration between 0,5 and 5,0 Hz. *Ergonomics*. 31 (8). sid 1193.
- Muth, C. 1982. Einführung in die Evolutionsstrategie. *Regelungstechnik*. 30 (9). sid 297.
- Pickel, P. 1990. Computer simulation - an aid for tractor ride vibration optimisation. Paper presented at AgEng 1990, Berlin, Tyskland.
- Rakheja, S. och Sankar, S. 1984. Suspension Design to Improve Tractor Ride :II Passive Cab Suspension. *Society of Automotive Engineers*. SAE 841108. sid 4.1105.
- Rechenberg, I. 1973. Evolutionsstrategie Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution. *Frommann-Holzboog*. Stuttgart, Tyskland.
- Robert, B. 1988. A new comfort for the farmer : the suspended cab. Paper presented at AgEng 1988, Paris, Frankrike.
- Roley, D.G. 1975. Tractor Cab Suspension Performance Modeling. Ph. D. Thesis, Univ. of California, Davis, Kalifornien.
- Rosegger, R. och Rosegger, S. 1960. Health Effects of Tractor Driving. *J. agric. Engng Res*. 5 (3). sid 241.
- Rova, J-E. 1990. ASA-products AB, Kiruna, Sverige. Personlig kommunikation.
- Sjöflot, L. 1969. Analyse og vurdering av vibrasjoner som kjørere av landbruksmaskiner utsettes for. *Landbruksteknisk Institutt*, Vollebeck, Norge.
- Spiegel, M.R. 1968. *Mathematical Handbook of Formulas and Tables*. McGraw-Hill. New York.
- SS-ISO 2631. 1982. Vibration och stöt - Vägledning för bedömning av helkroppsvibrationers inverkan på människan. *Standardiseringskommissionen i Sverige*.

SS-ISO 5008. 1981. Lantbruk - Hjultraktorer och självgående maskiner - Mätning av maskinvibrationer som påverkar föraren. Standardiseringskommissionen i Sverige.

Stahl, T. 1986. Fahrdynamische Simulation eines Allradschleppers mit gefederter Vorderachse. Grundlagen der Landtechnik. 36 (3). sid 61.

Stayner, R.M., Collins, T.S. och Lines, J.A. 1984. Tractor Ride Vibration Simulation as an Aid to Design. J. agric. Engng Res. 29(4). sid 345.

Suggs, C.W. och Huang, B.K. 1969. Tractor Cab Suspension Design and Scale Model Simulation. Trans. ASAE. 12 (3). sid 283.

Symon, K.R. 1971. Mechanics, Third Edition. Addison-Wesley. Reading, Massachusetts.

Thelin, A. 1980. Work and health among farmers, A study among 191 farmers in Kronoberg county. Scand. J. Soc. Med. Nr 22.

Weigelt, H. och Göhlich, H. 1985. Improvements in tractor dynamics by various means of suspension systems. Proc. of the 8:th Joint Ergonomics symp. Silsoe, England.

Wuolijoki, E. 1981. Effects of simulated tractor vibration on the psycho-physiological and mechanical functions on the driver: comparison of some excitatory frequencies. Acta Forestalia Fennica.

Zylberstein, M. 1981. Fjädrande-dämpande upphängning av hytt på skogsmaskin : Jämförelse mellan stum upphängning och upphängning typ MTAB och KGA på skogsmaskin. Rapport, Skogsarbeten, Stockholm.

12 BILAGOR

12.1 Traktordata

Modell	Volvo BM T-650
Vikt	3900 kg
Längd	3,680 m
Höjd	2,580 m
Hjulbas	2,440 m
Spårvidd fram	1,570 m
Spårvidd bak	1,745 m
Däckutrustning fram	10.00-16/8
Däckutrustning bak	18.4-34/8
Lufttryck fram	0,25 MPa
Lufttryck bak	0,14 MPa

12.2 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.1.1
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

f_{av} (Hz)	R_v	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	xrot	yrot	x	y	z
0,75	0,2	0,67	1,01	0,50	1,77	1,03	0,70	5,8	7,5	9,1
	0,5	0,65	0,96	0,51	1,70	0,69	0,63	5,2	7,2	5,8
	0,8	0,65	0,95	0,64	1,74	0,66	0,71	4,9	7,2	4,3
	1,0	0,65	0,95	0,73	1,77	0,68	0,77	4,9	7,2	3,7
1,00	0,2	0,65	0,98	0,57	1,74	1,34	0,81	5,2	7,2	8,1
	0,5	0,65	0,96	0,65	1,75	0,88	0,78	4,9	7,0	4,6
	0,8	0,65	0,96	0,81	1,81	0,83	0,85	5,0	7,1	3,3
	1,0	0,65	0,95	0,92	1,86	0,84	0,91	5,0	7,1	2,8
1,25	0,2	0,65	0,96	0,79	1,81	1,35	1,05	4,9	6,9	5,8
	0,5	0,65	0,96	0,82	1,81	1,00	0,92	5,0	7,0	3,6
	0,8	0,65	0,95	0,98	1,89	0,94	0,98	5,0	7,0	2,7
	1,0	0,65	0,95	1,08	1,94	0,95	1,02	5,1	7,0	2,4
1,50	0,2	0,66	0,96	0,99	1,91	1,62	1,32	5,1	7,0	4,2
	0,5	0,65	0,95	0,99	1,91	1,12	1,05	5,1	7,0	2,9
	0,8	0,65	0,95	1,13	1,98	1,05	1,07	5,1	7,0	2,3
	1,0	0,65	0,95	1,23	2,03	1,05	1,11	5,1	7,0	2,0

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

f_{av} (Hz)	R_v	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s^2 rad/ s^2)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
0,75	0,2	1,99	1,54	1,74	3,94	0,91	1,44	12,5	8,8	27,1
	0,5	1,66	1,22	1,60	3,31	0,68	1,36	10,3	7,4	15,4
	0,8	1,59	1,14	1,78	3,27	0,80	1,41	9,0	7,8	12,8
	1,0	1,58	1,12	1,84	3,31	0,88	1,46	8,6	8,1	11,3
1,00	0,2	1,88	1,44	2,62	4,23	1,48	2,54	12,6	9,0	26,3
	0,5	1,61	1,17	2,13	3,51	1,05	1,73	9,3	6,7	16,8
	0,8	1,58	1,12	2,18	3,48	1,09	1,65	8,2	7,9	11,6
	1,0	1,58	1,12	2,23	3,52	1,16	1,66	8,1	8,3	9,6
1,25	0,2	1,81	1,34	3,43	4,66	2,31	3,95	12,0	7,9	23,6
	0,5	1,59	1,12	2,54	3,72	1,41	1,95	8,4	7,0	14,3
	0,8	1,59	1,11	2,45	3,66	1,36	1,80	8,3	8,2	9,9
	1,0	1,59	1,12	2,47	3,68	1,39	1,79	8,4	8,6	8,4
1,50	0,2	1,69	1,21	4,03	4,97	2,43	3,13	9,1	6,0	19,1
	0,5	1,59	1,10	2,84	3,93	1,68	2,07	8,7	7,8	12,2
	0,8	1,59	1,12	2,66	3,80	1,58	1,99	8,6	8,6	8,9
	1,0	1,59	1,12	2,65	3,81	1,59	1,88	8,6	8,9	7,1

12.3 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.1.2
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

PK1 _{cv} (cm)	PK2 _{cv}	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens tp (m/s ² rad/s ²)				Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)		
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x y z
3	1	0,65	0,96	0,63	1,74	0,68	0,73	4,8 7,2 4,4
	2	0,65	0,96	0,69	1,76	0,72	0,79	4,9 7,1 4,2
	3	0,65	0,96	0,77	1,79	0,76	0,87	4,9 7,1 3,9
6	1	0,65	0,96	0,56	1,72	0,68	0,67	5,0 7,2 5,0
	2	0,65	0,96	0,55	1,72	0,70	0,68	5,0 7,1 5,1
	3	0,65	0,97	0,56	1,72	0,72	0,69	5,0 7,1 5,1
9	1	0,65	0,96	0,53	1,71	0,69	0,65	5,1 7,2 5,3
	2	0,65	0,96	0,51	1,71	0,71	0,64	5,2 7,2 5,7
	3	0,65	0,97	0,51	1,71	0,72	0,64	5,2 7,2 5,8

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

PK1 _{av} (cm)	PK2 _{av}	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t _p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
3	1	1,58	1,13	1,98	3,37	1,05	1,67	8,5	8,3	10,0
	2	1,58	1,13	2,31	3,56	1,52	2,05	8,2	8,8	7,9
	3	1,57	1,14	2,58	3,75	1,93	2,47	8,0	9,1	6,7
6	1	1,60	1,15	1,81	3,30	0,89	1,55	9,1	7,8	12,1
	2	1,60	1,15	1,97	3,39	1,11	1,76	8,9	8,1	11,3
	3	1,59	1,15	2,14	3,48	1,38	2,00	8,7	8,4	10,5
9	1	1,61	1,17	1,74	3,29	0,81	1,49	9,5	7,6	13,2
	2	1,62	1,17	1,81	3,33	0,92	1,62	9,5	7,7	13,3
	3	1,62	1,17	1,90	3,38	1,07	1,76	9,4	7,8	12,9

12.4 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.1
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

f_{nH} (Hz)	R_v	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x_{rot}	y_{rot}	x	y	z
0,5	0,2	0,81	1,21	0,78	2,18	0,95	0,82	18,3	28,6	6,4
	0,5	0,58	0,88	0,72	1,64	0,93	0,80	11,0	16,2	5,2
	0,8	0,54	0,81	0,68	1,52	0,91	0,79	7,6	10,5	4,6
	1,0	0,54	0,80	0,67	1,52	0,91	0,79	6,3	8,8	4,5
0,75	0,2	1,06	1,65	0,86	2,88	0,94	0,81	13,8	21,3	5,8
	0,5	0,69	1,08	0,69	1,92	0,92	0,79	6,7	10,6	4,5
	0,8	0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	0,79	4,9	7,0	4,3
	1,0	0,66	0,94	0,66	1,73	0,90	0,79	4,14	5,7	4,2
1,0	0,2	0,97	1,67	0,67	2,79	0,91	0,81	9,6	11,3	4,5
	0,5	0,76	1,17	0,65	2,05	0,90	0,80	5,3	6,6	4,2
	0,8	0,73	1,04	0,65	1,90	0,90	0,79	3,7	4,8	4,1
	1,0	0,74	1,01	0,65	1,87	0,90	0,79	3,1	4,1	4,1
1,25	0,2	1,02	1,71	0,67	2,87	0,90	0,81	5,6	8,1	4,5
	0,5	0,84	1,20	0,65	2,15	0,90	0,80	3,9	4,6	4,2
	0,8	0,80	1,09	0,65	2,00	0,90	0,79	3,0	3,4	4,1
	1,0	0,80	1,06	0,65	1,97	0,90	0,79	2,5	3,0	4,1
1,50	0,2	1,21	1,66	0,67	2,95	0,90	0,80	4,5	5,2	4,2
	0,5	0,92	1,22	0,65	2,24	0,90	0,79	3,0	3,7	4,1
	0,8	0,85	1,11	0,65	2,07	0,90	0,79	2,4	2,8	4,1
	1,0	0,83	1,09	0,65	2,02	0,90	0,79	2,1	2,3	4,0

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

f_{nH} (Hz)	R_H	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
0,5	0,2	1,54	1,26	2,47	3,73	2,22	2,14	24,4	25,6	17,2
	0,5	0,98	0,90	2,32	2,98	1,43	1,88	15,7	15,2	12,7
	0,8	1,16	0,90	2,33	3,11	1,39	1,93	12,7	11,8	11,0
	1,0	1,27	0,93	2,33	3,21	1,39	1,93	11,2	10,2	10,7
0,75	0,2	1,51	1,63	2,38	3,91	1,48	2,08	16,7	24,0	13,6
	0,5	1,51	1,22	2,37	3,61	1,40	1,98	11,5	12,1	12,2
	0,8	1,58	1,13	2,38	3,61	1,39	1,95	8,3	8,1	10,5
	1,0	1,62	1,13	2,39	3,65	1,39	1,95	6,9	6,7	10,2
1,00	0,2	2,52	2,21	2,66	5,41	1,43	2,10	25,7	20,6	12,9
	0,5	1,98	1,43	2,42	4,20	1,40	1,98	10,4	8,1	10,7
	0,8	1,88	1,28	2,41	3,99	1,38	1,96	7,0	5,3	10,1
	1,0	1,86	1,26	2,42	3,97	1,39	1,97	5,7	4,4	10,1
1,25	0,2	3,18	2,19	2,66	6,02	1,44	2,04	15,0	12,1	10,4
	0,5	2,34	1,54	2,43	4,62	1,39	1,98	9,0	5,7	10,1
	0,8	2,08	1,39	2,43	4,26	1,39	1,97	6,0	3,8	10,2
	1,0	2,00	1,35	2,43	4,17	1,39	1,98	4,8	3,2	10,2
1,50	0,2	3,89	2,30	2,62	6,85	1,43	2,03	13,1	8,8	10,8
	0,5	2,57	1,62	2,46	4,91	1,39	1,98	7,8	4,4	10,0
	0,8	2,20	1,45	2,44	4,42	1,39	1,98	5,0	3,0	10,2
	1,0	2,09	1,41	2,44	4,29	1,39	1,97	4,1	2,6	10,3

12.5 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.2
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

PK1 _{CH} (cm)	PK2 _{CH}	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t _p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
3	1	0,56	0,83	0,68	1,56	0,91	0,79	7,3	9,2	4,6
	2	0,58	0,88	0,68	1,63	0,91	0,79	6,4	7,6	4,5
	3	0,61	0,93	0,68	1,70	0,91	0,79	5,8	6,6	4,5
6	1	0,56	0,85	0,70	1,59	0,92	0,79	8,9	11,4	4,9
	2	0,58	0,89	0,70	1,64	0,92	0,79	9,0	11,3	4,9
	3	0,60	0,92	0,70	1,69	0,92	0,79	8,9	10,8	4,9
9	1	0,57	0,86	0,71	1,61	0,92	0,79	9,8	12,6	5,0
	2	0,59	0,90	0,71	1,67	0,93	0,80	10,5	13,3	5,2
	3	0,60	0,92	0,72	1,70	0,93	0,80	10,7	13,4	5,2

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

PK1 _{ch} (cm)	PK2 _{ch}	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens tp (m/s ² rad/s ²)				x _{rot}	y _{rot}	Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)		
		x	y	z	summa-vektor			x	y	z
3	1	1,20	0,91	2,34	3,15	1,39	1,93	10,5	10,7	10,1
	2	1,30	0,95	2,38	3,28	1,39	1,94	8,5	7,6	10,2
	3	1,41	1,00	2,42	3,42	1,39	1,96	7,6	6,1	10,0
6	1	1,07	0,89	2,32	3,03	1,39	1,93	12,6	12,3	11,1
	2	1,07	0,91	2,32	3,05	1,38	1,93	11,7	11,5	11,0
	3	1,10	0,93	2,34	3,09	1,38	1,92	11,2	10,4	10,7
9	1	1,02	0,88	2,31	2,98	1,39	1,93	13,6	13,4	11,5
	2	0,99	0,89	2,31	2,96	1,39	1,92	13,6	13,4	11,6
	3	0,98	0,90	2,31	2,96	1,39	1,92	13,4	12,9	11,5

12.6 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.2.3
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

PK1.	PK2.	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
(rad)		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
0,075	1	0,78	1,25	0,65	2,16	0,90	0,80	4,9	5,6	4,2
	2	0,80	1,28	0,65	2,22	0,90	0,80	4,7	5,5	4,2
	3	0,82	1,33	0,65	2,28	0,90	0,80	4,4	5,3	4,2
0,150	1	0,71	1,15	0,66	2,00	0,91	0,80	5,2	6,4	4,2
	2	0,68	1,14	0,66	1,97	0,91	0,80	5,1	6,6	4,2
	3	0,67	1,14	0,66	1,97	0,91	0,80	5,1	6,5	4,2
0,225	1	0,68	1,09	0,66	1,91	0,91	0,80	5,1	7,3	4,2
	2	0,64	1,04	0,67	1,84	0,91	0,80	5,7	7,7	4,2
	3	0,62	1,01	0,67	1,79	0,91	0,80	5,9	8,0	4,3

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

PK1 _e (rad)	PK2 _e	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens tp (m/s ² rad/s ²)					Tyngdpunktens maximala utslag från jmv-läget (cm)			
		x	y	z	summa-vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
0,075	1	2,85	1,72	2,56	5,31	1,43	2,02	8,7	6,8	10,1
	2	3,15	1,83	2,63	5,73	1,44	2,00	7,4	6,0	10,2
	3	3,26	1,91	2,50	5,85	1,41	1,97	7,0	5,6	10,4
0,150	1	2,20	1,50	2,47	4,47	1,41	2,02	0,3	8,3	10,1
	2	2,29	1,60	2,54	4,66	1,44	2,05	9,9	8,3	10,0
	3	2,33	1,69	2,60	4,80	1,48	2,05	9,4	7,5	9,9
0,225	1	1,89	1,35	2,43	4,06	1,40	2,00	10,2	8,6	10,2
	2	1,77	1,32	2,44	3,94	1,41	2,02	9,8	9,0	10,1
	3	1,69	1,31	2,45	3,87	1,41	2,04	9,5	9,1	10,0

12.7 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.3

1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

Infästningshöjd relativt hyttens t_p (m)	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)				Tyngdpunktens maximala utslag från jmv- läget (cm)				
	x	y	z	summa- vektor	x _{rot}	y _{rot}	x	y	z
-1,00	0,67	0,51	0,76	1,40	0,51	0,74	12,2	16,3	3,4
-0,80	0,68	0,60	0,76	1,48	0,59	0,74	10,3	15,4	3,2
-0,60	0,66	0,73	0,77	1,58	0,73	0,74	8,2	14,6	3,2
-0,40	0,65	0,84	0,74	1,66	0,87	0,74	6,5	12,2	3,9
-0,20	0,64	0,91	0,71	1,71	0,92	0,75	5,4	9,5	4,2
0,00	0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	0,79	4,9	7,0	4,3
0,20	0,66	0,98	0,64	1,78	0,93	0,86	4,6	6,1	4,4
0,40	0,67	0,96	0,63	1,76	1,07	0,93	4,8	7,3	4,6
0,60	0,67	0,93	0,65	1,73	1,30	1,02	5,3	9,9	4,7
0,80	0,66	0,92	0,67	1,71	1,52	1,12	6,1	13,1	6,7
1,00	0,64	0,94	0,69	1,73	1,72	1,21	7,4	16,7	4,7

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

Infästningshöjd relativt hyttens t_p (m)	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s^2 rad/ s^2)			summa- vektor	x_{rot}	y_{rot}	Tyngdpunktens maximala utslag från jmv- läget (cm)		
	x	y	z				x	y	z
-1,00	1,14	0,72	2,39	3,04	1,07	1,40	12,0	14,6	10,5
-0,80	1,24	0,74	2,39	3,15	1,09	1,48	11,3	12,1	10,4
-0,60	1,38	0,80	2,38	3,26	1,14	1,56	10,5	11,2	10,4
-0,40	1,49	0,91	2,38	3,41	1,22	1,64	9,7	10,6	10,4
-0,20	1,56	1,03	2,38	3,55	1,31	1,76	8,9	9,6	10,2
0,00	1,58	1,13	2,37	3,61	1,39	1,95	8,3	8,1	10,5
0,20	1,53	1,16	2,34	3,56	1,52	2,16	7,8	6,8	10,9
0,40	1,45	1,13	2,30	3,45	1,70	2,34	7,5	6,7	11,2
0,60	1,33	1,06	2,36	3,28	1,89	2,49	7,4	7,0	11,3
0,80	1,20	0,97	2,25	3,12	2,07	2,60	7,6	7,7	11,3
1,00	1,08	0,90	2,24	2,98	2,22	2,67	8,4	8,9	11,3

12.8 Resultat av simuleringar enligt kapitel 8.4
1. Simuleringar med insignal från Bana 1 (12 km/h)

Vertikalt avstånd mellan upph.element			Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens t_p (m/s ² rad/s ²)				Maximal vinkelavvikelse hytt-chassi (rad)			
x	y		x	y	z	summa- vektor	x _{rot}	y _{rot}	rel x-axel	rel y-axel
0,60	1,20		0,65	0,96	0,65	1,75	0,90	0,17	0,088	0,085
0,80	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,89	0,35	0,087	0,102
1,00	1,20		0,65	0,96	0,67	1,75	0,89	0,50	0,086	0,098
1,20	1,20		0,65	0,96	0,67	1,76	0,90	0,56	0,088	0,069
1,40	1,20		0,65	0,96	0,67	1,76	0,90	0,60	0,089	0,056
1,60	1,20		0,65	0,96	0,67	1,76	0,91	0,65	0,088	0,042
1,80	1,20		0,65	0,96	0,67	1,76	0,91	0,72	0,089	0,033
2,00	1,20		0,65	0,96	0,67	1,75	0,91	0,79	0,089	0,027
2,20	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	0,87	0,089	0,023
2,40	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	0,94	0,089	0,020
2,60	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	0,99	0,089	0,018
2,80	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	1,05	0,089	0,016
3,00	1,20		0,65	0,96	0,66	1,75	0,91	1,09	0,089	0,014
2,00	0,60		0,65	0,96	0,65	1,75	0,31	0,80	0,136	0,027
2,00	0,80		0,65	0,96	0,67	1,76	0,66	0,80	0,157	0,027
2,00	1,00		0,65	0,96	0,67	1,76	0,82	0,80	0,126	0,026
2,00	1,20		0,65	0,96	0,67	1,76	0,91	0,79	0,089	0,027
2,00	1,40		0,65	0,96	0,67	1,75	0,96	0,79	0,068	0,027
2,00	1,60		0,65	0,96	0,65	1,75	1,02	0,79	0,052	0,028
2,00	1,80		0,65	0,96	0,65	1,75	1,07	0,79	0,040	0,028
2,00	2,00		0,65	0,96	0,65	1,75	1,12	0,80	0,033	0,028

2. Simuleringar med insignal från Bana 2 (6 km/h)

Vertikalt avstånd mellan upph. element (m)	Vibrationsnivå (ISO 2631) vid hyttens tp (m/s ² rad/s ²)		Maximal vinkelavvikelse hytt-chassi (rad)	
	x	y	rel x-axel	rel y-axel
0,60	1,58	1,12	0,33	0,114
0,80	1,58	1,12	0,56	0,094
1,00	1,58	1,12	0,83	0,083
1,20	1,58	1,12	1,11	0,067
1,40	1,58	1,13	1,39	0,057
1,60	1,58	1,12	1,62	0,047
1,80	1,58	1,12	1,82	0,043
2,00	1,58	1,12	1,97	0,038
2,20	1,58	1,12	2,07	0,034
2,40	1,58	1,12	2,15	0,031
2,60	1,58	1,12	2,20	0,027
2,80	1,58	1,12	2,23	0,025
3,00	1,58	1,12	2,26	0,023
2,00	1,58	1,12	0,41	0,109
2,00	1,58	1,12	0,70	0,108
2,00	1,58	1,12	1,05	0,088
2,00	1,58	1,12	1,39	0,083
2,00	1,58	1,13	1,64	0,074
2,00	1,58	1,13	1,84	0,062
2,00	1,58	1,12	1,99	0,053
2,00	1,58	1,12	2,12	0,045